



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh spojitě měnitelného planetového
převodu – satelity a řízení převodového
poměru**

**Design of Planetary Continuously Variable
Transmission – Planets and Gear Ratio
Control**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Jakub ŠTĚTINA

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma „Návrh spojitě měnitelného planetového převodu – satelity a řízení převodového poměru“ vypracoval samostatně a s použitím literatury a pramenů, uvedených v seznamu použité literatury.

V Praze, dne

.....

Jakub Štětina

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Karlu Petrovi, Ph.D. a panu Ing. Františkovi Starému za odborné vedení, podnětné rady a pomoc při zpracování této práce. Poděkování patří také Bc. Vítu Řípovy se, kterým jsme na celé problematice planetového spojitě měnitelného převodu spolupracovali. Dále bych rád ještě poděkoval své rodině za podporu při studiu.

Anotční list

Jméno autora:	Jakub ŠTĚTINA
Název:	Návrh spojitě měnitelného planetového převodu – satelity a řízení převodového poměru
Rok zpracování:	2019
Studijní program:	N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 75
	Počet obrázků: 36
	Počet tabulek: 6
	Počet grafů: 11
	Počet příloh: 3
Anotace:	První část této práce popisuje nejpoužívanější druhy variátorů a jejich využití. Ve druhé části je popsán postup vytvoření matematického výpočtového modelu spojitě měnitelného planetového převodu. Poslední dvě části se zabývají konstrukcí satelitů převodu a ovládáním převodového poměru.
Abstrakt:	The first part of this work describes the most widely used variators and their applications. The second part describes the process of creating a mathematical computational model of continuously variable planetary gear. The last two parts deal with the design of the transmission satellites and the transmission ratio control.
Klíčová slova:	CVT, Planetový převod, Kontaktní tlak, Planetový diferenciál, Spojitě měnitelný převod, Trakční kapalina
Key words:	CVT, Planetary Gear, Contact Stress, Planetary Differential, Continuously variable Transmission, Traction Fluid

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod	6
2. Typy a použití vyráběných variátorů	8
2.1. Řemenové variátory (párová kuželová kola)	8
2.2. Variátor s protilehlými kuželovými koly	9
2.3. Talířové variátory	10
2.4. Řetězové variátory	11
2.5. Toroidní variátory	12
2.6. IVT (Infinitely Variable Transmission)	13
3. Návrh funkčních rozměrů planetového spojitě měnitelného převodu	14
3.1. Popis konstrukce planetového spojitě měnitelného převodu dle patentu č.305972 ...	14
3.2. Původní návrh planetového spojitě měnitelného převodu	16
3.3. Hertzovy tlaky	17
3.3.1. Geometrie třecích kol	18
3.3.2. Hertzova teorie	19
3.4. Odvození vztahu pro výpočet celkového převodového poměru variátoru	19
3.5. Trakční kapaliny	20
3.6. Volba vrcholového úhlu kuželů satelitů	22
3.7. Výpočet hlavních parametrů variátoru a rozměrů třecích kol	24
3.7.1. Výpočet geometrických a kinematických veličin	25
3.7.2. Výpočet maximální normálové síly a velikosti kontaktní elipsy	27
3.7.3. Výpočet součinitel tření při použití trakční kapaliny	31
3.7.4. Výpočet maximálního přenášeného výkonu	33
3.7.5. Průběhy výkonu a axiální přítlačná síla	35
3.7.6. Optimalizace průměru planetových kol	37
3.8. Nová konstrukce ovládání změny převodového poměru variátoru	38
3.9. Změna axiální síly v závislosti na převodovém poměru	41
3.10. Návrh provozního cyklu variátoru	43
3.11. Souhrn výsledných parametrů a vypočtených hodnot	44
4. Satelity planetového variátoru	45
4.1. Výpočet působícího zatížení na ložiska satelitu a volba ložisek	45
4.2. Konstrukce satelitu	47
4.3. Výpočet zatížení kužele satelitu	48
4.4. Výpočet deformace dvojkužele satelitu pomocí MKP	51
4.5. Výpočet únosnosti mechanismu zabraňujícího křížení satelitu	54
5. Ovládání převodového poměru	57
5.1. Planetové diferenciály	58
5.2. Výpočet převodového poměru planetových převodovek	59
5.3. Požadované parametry ovládání převodového poměru	60
5.4. Odvození rovnic pro výpočet převodových poměrů a volba počtu zubů kol ovládání ..	61
5.5. Výpočet krouticích momentů ovládacích šroubů	64



5.6.	Konstrukce ovládání změny převodového poměru	68
5.7.	Výpočet šroubového pole ovládání variátoru	69
5.8.	Vyvození přepínací síly ve variátoru	70
6.	Závěr	71
	Seznam použité literatury	73
	Seznam obrázků	74
	Seznam tabulek	75
	Seznam grafů	75
	Seznam příloh	75

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_1	Číslo hlavních křivostí styku planetového kola a satelitu	[-]
A_2	Číslo hlavních křivostí styku korunového kola a satelitu	[-]
B_1	Číslo vedlejších křivostí styku planetového kola a satelitu	[-]
B_2	Číslo vedlejších křivostí styku korunového kola a satelitu	[-]
C_1, \dots, C_8	Konstanty pro výpočet součinitele tření za použití trakční kapaliny	[-]
C_l	Dynamická únosnost ložiska satelitu	[N]
C_p	Číslo rozhodující o smontovatelnosti planetové převodovky	[-]
D_k	Průměr korunového kola	[mm]
D_p	Průměr planetového kola	[mm]
D_{p*}	Předběžný průměr planetového kola	[mm]
D_{sk}	Průměr satelitu pod korunovým kolem	[mm]
D_{skmax*}	Předběžný maximální průměr satelitu pod korunovým kolem	[mm]
D_{skmin*}	Předběžný minimální průměr satelitu pod korunovým kolem	[mm]
D_{sm}	Vnější průměr střední části dvojkužele satelitu	[mm]
D_{smax*}	Předběžný maximální průměr satelitu	[mm]
D_{smin*}	Předběžný minimální průměr satelitu	[mm]
D_{sp}	Průměr satelitu pod planetovým kolem	[mm]
D_{spmax*}	Předběžný maximální průměr satelitu pod planetovým kolem	[mm]
D_{spmin*}	Předběžný minimální průměr satelitu pod planetovým kolem	[mm]
E_1	Modul pružnosti materiálu planetového kola	[MPa]
E_1^*	Ekvivalentní modul pružnosti styku planetového kola a satelitu	[MPa]
E_2	Modul pružnosti materiálu korunového kola	[MPa]
E_2	Modul pružnosti materiálu satelitu	[MPa]
E_2^*	Ekvivalentní modul pružnosti styku korunového kola a satelitu	[MPa]
F_N	Normálová síla v kontaktu třecích kol	[N]
F_{N1}	Normálová síla v kontaktu planetového kola a satelitu	[N]
F_{N2}	Normálová síla v kontaktu korunového kola a satelitu	[N]
F_{OK}	Obvodová síla na korunovém kole	[N]
F_{OP}	Obvodová síla na planetovém kole	[N]
F_{RS}	Radiální síla na ložisko satelitu	[N]
$F_{RS0,8}$	Radiální síla na ložisko satelitu při $i = 0,8$	[N]
F_a	Axiální síla na třecí kola	[N]
F_{ak}	Axiální síla na korunové kolo	[N]
F_{ap}	Axiální síla na planetové kolo	[N]
F_m	Ekvivalentní zatěžovací síla ložiska satelitu	[N]
F_{N1}^*	Předběžná normálová síla v záběru planetového kola a satelitu	[N]
F_{N2}^*	Předběžná normálová síla v záběru korunového kola a satelitu	[N]
F_{o1}	Přenositelná obvodová síla na planetovém kole	[N]
$F_{o\dot{s}h}$	Osová síla v šroubu zajištění ozubeného hřebenu vyvažování	[N]
$F_{o\dot{s}p}$	Osová síla v jednom šroubu šroubového pole	[N]
F_{td}	Třecí síla v drážkování vstupní hřídele při axiálním pohybu planetového kola	[N]
K_1, \dots, K_7	Konstanty pro výpočet sklonu křivky poměrného skluzu	[-]
L_{10}	Počet otáček satelitu při daném převodovém poměru v milionech	[-]
L_a	Axiální posun planetových kol	[mm]
L_k	Vzdálenost korunového kola od středu ložiska satelitu	[mm]
L_{kol}	Vzdálenost mezi planetovým a korunovým kolem na jedné straně	[mm]
L_p	Vzdálenost planetového kola od středu ložiska satelitu	[mm]



L_s	Vzdálenost osy satelitu od osy variátoru	[mm]
L_v	Axiální vzdálenost levého planetového kola praveného korunového kola	[mm]
L_{vk}	Vzdálenost kolmá na normálové síly levého planetového a pravého korunového kola	[mm]
M_{K2c}	Požadovaný krouticí moment na kole č.2 pro ovládání variátoru	[Nmm]
M_{K2k}	Požadovaný krouticí moment na kole č.2 pro ovládání korunových kol	[Nmm]
M_{K2p}	Požadovaný krouticí moment na kole č.2 pro ovládání planetových kol	[Nmm]
M_{Kh}	Krouticí moment v hřídeli satelitu, který vydrží zajištění ozubených hřebenů vyvažování	[Nmm]
$M_{Kšk}$	Požadovaný krouticí moment na ovládacím šroubu planetových kol	[Nmm]
$M_{Kšp}$	Požadovaný krouticí moment na ovládacím šroubu planetových kol	[Nmm]
$M_{Kšpmax}$	Moment přenositelný šroubovým polem	[Nmm]
M_{Kd}	Krouticí moment schopný hřídel satelitu přenést	[Nmm]
M_{Krp}	Požadovaný krouticí moment na výstupním hřídeli redukční převodovky servomotoru (kole č.7)	[Nmm]
M_{Ksm}	Požadovaný krouticí moment servomotoru	[Nmm]
M_{Ksmm}	Špičkový krouticí moment servomotoru	[Nmm]
M_{Kv}	Krouticí moment v hřídeli satelitu pro vyrovnání maximálního klopného momentu	[Nmm]
M_{eout}	Vstupní moment ekvivalentní k předběžnému přenositelnému výstupnímu momentu	[Nmm]
M_{in}	Přenositelný vstupní moment	[Nmm]
M_{in}^*	Předběžný přenositelný vstupní moment	[Nmm]
M_{kop}	Krouticí moment hřídele pro dosažení povoleného stykového tlaku pera	[Nmm]
M_{ksp}	Krouticí moment hřídele pro ustřižení pera	[Nmm]
M_{o1}	Výsledný ohybový moment v satelitu	[Nmm]
M_{oa}	moment v satelitu vlivem axiálních složek normálových přitlačných sil	[Nmm]
M_{oak}	Ohybový moment v satelitu vlivem axiální složky normálové síly od korunového kola	[Nmm]
M_{oak}	Ohybový moment v satelitu vlivem axiální složky normálové síly od planetového kola	[Nmm]
M_{oo}	Ohybový moment v satelitu vlivem obvodových sil planetových a korunových kol	[Nmm]
M_{or}	Ohybový moment v satelitu vlivem radiálních složek normálových přitlačných sil	[Nmm]
M_{out}	Přenositelný výstupní moment	[Nmm]
M_{out}^*	Předběžný přenositelný výstupní moment	[Nmm]
M_{vs}	Klopný moment satelitu při maximální nevyvážení	[Nmm]
P	Přenositelný výkon při $n_{in} = 1\,450\,ot/min$	[W]
P_0	Maximální kontaktní tlak	[MPa]
P_1	Stykový kontaktní tlak v záběru planetového kola a satelitu	[MPa]
P_2	Stykový kontaktní tlak v záběru korunového kola a satelitu	[MPa]
P_1^*	Předběžný stykový kontaktní tlak v záběru planetového kola a satelitu	[MPa]
P_2^*	Předběžný stykový kontaktní tlak v záběru korunového kola a satelitu	[MPa]
P_l	Exponent životnosti ložiska satelitu	[-]
P_{max}	Maximální dovolený kontaktní tlak	[MPa]
P_{sm}	Jmenovitý výkon servomotoru	[W]
P_{sm}^*	Požadovaný jmenovitý výkon servomotoru	[W]

P_v	Přenositelný výkon variátoru pro celý převodový rozsah při $n_{in} = 1\,450\,ot/min$	[W]
R'_1	Hlavní poloměr křivosti planetového kola	[mm]
R''_1	Vedlejší poloměr křivosti planetového kola	[mm]
R'_2	Hlavní poloměr křivosti satelitu pod planetovým kolem	[mm]
R''_2	Vedlejší poloměr křivosti satelitu pod planetovým kolem	[mm]
R'_3	Hlavní poloměr křivosti korunového kola	[mm]
R''_3	Vedlejší poloměr křivosti korunového kola	[mm]
R'_4	Hlavní poloměr křivosti satelitu pod korunovým kolem	[mm]
R''_4	Vedlejší poloměr křivosti satelitu pod korunovým kolem	[mm]
R_{e1}	Ekvivalentní poloměr křivostí planetového kola a satelitu	[mm]
R_{e2}	Ekvivalentní poloměr křivostí korunového kola a satelitu	[mm]
R_{mp}	Mez pevnosti v tahu materiálu pera	[MPa]
T	Teplota trakční kapaliny	[°C]
V_{hs}	Mezera mezi hřídelí satelitu a dvojkuželem satelitu při zatížení	[mm]
W_{kh}	Modul průřezu v krutu hřídele satelitu v místě pera	[mm ³]
Z_1, \dots, Z_{12}	Počet zubů ozubených kol 1 až 12 ovládání převodového poměru variátoru	[-]
Z_3, Z_6	Počet zubů satelitních kol planetového diferenciálu	[-]
a_1	Délka hlavní poloosy dotykové elipsy kontaktu planetového kola a satelitu	[mm]
a_2	Délka hlavní poloosy dotykové elipsy kontaktu korunového kola a satelitu	[mm]
b_1	Délka vedlejší poloosy dotykové elipsy kontaktu planetového kola a satelitu	[mm]
b_2	Délka vedlejší poloosy dotykové elipsy kontaktu korunového kola a satelitu	[mm]
$d_{2šk}$	Střední průměr ovládacího šroubu korunového kola	[mm]
$d_{2šp}$	Střední průměr ovládacího šroubu planetového kola	[mm]
$d_{sš}$	Střední průměr dotyku šroubového pole	[mm]
d_{sm}	Vnitřní průměr dvojkužele satelitu ve střední válcové části	[mm]
f	Součinitel tření	[-]
f_h	Součinitel smykového tření mezi deskou satelitu a hřebenem vyvažování	[-]
f_s	Součinitel tření mezi maticí a ovládacím šroubem	[-]
$f_{šrp}$	Součinitel tření v šroubovém poli	[-]
f_s	Součinitel tření pro výpočet svornosti kuželu	[-]
$i_{2;11}$	P Převodový poměr planetového diferenciálu z kola 2 na kolo 11	[-]
$i_{8;2}$	Převodový poměr planetového diferenciálu z kola 8 na kolo 2	[-]
$i_{kšk}$	Převodový poměr planetového diferenciálu z korunových kol variátoru na ovládací šrouby korunových kol variátoru	[-]
$i_{kšp}$	P Převodový poměr planetového diferenciálu z korunových kol variátoru na ovládací šrouby planetových kol variátoru	[-]
i_{max}	Maximální převodový poměr variátoru	[-]
i_{max*}	Předběžný maximální převodový poměr variátoru	[-]
i_{min}	Minimální převodový poměr variátoru	[-]
i_{min*}	Předběžný minimální převodový poměr variátoru	[-]
i_{pk}^r	Základní převodový poměr planetové převodovky	[-]
i_{ps}	Převodový poměr z planetového kola na satelit	[-]
i_{rp}	Převodový poměr redukční převodovky servomotoru ovládání	[-]
i_{rp}^*	Požadovaný převodový poměr redukční převodovky servomotoru ovládání	[-]
i_s	Skutečný převodový poměr variátoru s respektováním směru otáčení	[-]
i_{sk}	Převodový poměr ze satelitu na korunové kolo	[-]



i_v	Převodový poměr variátoru	[-]
$k_{\text{šp}}$	Bezpečnost šroubového pole v krutu	[-]
$l_{\text{max}*}$	Předběžná maximální vzdálenost osy satelitu od osy variátoru	[mm]
$l_{\text{min}*}$	Předběžná minimální vzdálenost osy satelitu od osy variátoru	[mm]
l_{smin}	Minimální délka kužele satelitu	[mm]
m	Sklon křivky poměrného skluzu	[-]
m_{kv}	Modul ozubení kola vyvažování satelitu	[mm]
m_r	Modul ozubení kol ovládání převodového poměru	[mm]
n_{in}	Vstupní otáčky	[ot/min]
$n_{\text{outmax}*}$	Maximální výstupní otáčky	[ot/min]
$n_{\text{smax}*}$	Předběžné maximální otáčky satelitu	[ot/min]
$n_{\text{výstup}}$	Výstupní otáčky variátoru	[ot/min]
n_{vstup}	Vstupní otáčky variátoru	[ot/min]
n_z	Počet vnějších záběrů planetové převodovky	[-]
p_h	Průhyb hřídele satelitu ve střední části	[mm]
$p_{\text{š}}$	Stoupání ovládacích šroubů	[mm]
p_{dp}	Dovolený stykový tlak pera při posuvném uložení	[MPa]
p_s	Počet satelitů planetové převodovky	[-]
p_s	Průhyb dvojkužele satelitu ve střední části	[mm]
t_c	Čas jednoho pracovního cyklu variátoru	[s]
t_{zp}	Čas pro změnu převodového poměru variátoru z i_{min} na i_{max}	[s]
v_{o0}	Obvodová rychlost kol	[m/s]
v_{ok*}	Předběžná maximální rychlost korunových kol	[m/s]
v_{op*}	Předběžná rychlost planetových kol	[m/s]
$x_{\text{šh}}$	Počet šroubů pro zajištění ozubeného hřebenu vyvažování	[-]
$x_{\text{ššp}}$	Počet šroubů šroubového pole	[-]
$x_{\text{šk}}$	Počet ovládacích šroubů korunových kol	[-]
$x_{\text{šp}}$	Počet ovládacích šroubů planetových kol	[-]
x_k	Počet korunových kol	[-]
x_m	Počet matic na jednom šroubu ovládání	[-]
x_{nred}	Počet otáček výstupní hřídele redukční převodovky pro změnu převodového poměru variátoru z i_{min} na i_{max}	[-]
x_p	Počet planetových kol	[-]
x_s	Počet satelitů	[-]
x_z	Počet změn převodového poměru na jeden pracovní cyklus variátoru	[-]
z_k	Počet zubů korunového kola planetové převodovky	[-]
z_{kv}	Počet zubů ozubeného kola vyvažování satelitu	[-]
Δl_a	Posun matic ovládání korunových kol pro změnu převodového poměru z i_{min} na i_{max}	[mm]
Δ_p	Požadovaná deformace pružné páky	[mm]
Δv_1	Rozdíl obvodových rychlostí planetových kol a satelitu na okraji kontaktní elipsy	[m/s]
Δv_2	Rozdíl obvodových rychlostí korunových kol a satelitu na okraji kontaktní elipsy	[m/s]
α_{min}	Minimální vrcholový úhel kuželu satelitu	[°]
β_p	Úhel profilu závitu ovládacích šroubů	[°]
γ_k	Úhel stoupání závitu šroubu ovládání korunových kol	[°]
γ_p	Úhel stoupání závitu šroubu ovládání planetových kol	[°]



$\eta_{šk}$	Účinnost šroubu ovládání korunového kola	[-]
$\eta_{šp}$	Účinnost šroubu ovládání planetového kola	[-]
μ_{1max}	Maximální dosažitelný součinitel tření mezi planetovým kolem a satelitem	[-]
μ_{2max}	Maximální dosažitelný součinitel tření mezi korunovým kolem a satelitem	[-]
σ_{coh}	Mez únavy v ohybu pro materiál hřídele satelitu	[MPa]
σ_{cos}	Mez únavy v ohybu materiálu dvojkužele satelitu	[MPa]
σ_{os}	Ohybové napětí ve dvojkuželu satelitu	[N/mm ²]
σ_{ts}	Tahové napětí ve dvojkuželu satelitu	[N/mm ²]
τ_{ckh}	Mez únavy v krutu pro materiál hřídele satelitu	[MPa]
$\varphi_{šk}$	Třecí úhel závitu šroubu ovládání korunových kol	[°]
$\varphi_{šp}$	Třecí úhel závitu šroubu ovládání planetových kol	[°]
ω_s	spinová rychlost	[rad/s]
ω_{s1}	Spinová rychlost v kontaktu planetového kola a satelitu	[rad/s]
ω_{s2}	Spinová rychlost v kontaktu korunového kola a satelitu	[rad/s]
ν_1	Poissonovo číslo materiálu korunového kola	[-]
ν_1	Poissonovo číslo materiálu planetového kola	[-]
ν_2	Poissonovo číslo materiálu satelitu	[-]
μ	Součinitel tření při použití trakční kapaliny	[-]

1. Úvod

Dnes se více než dříve hledí na vysokou celkovou účinnost strojů a tím i na účinnost jejich jednotlivých komponent. Ke zvýšení účinnosti přispívá také velkým dílem řízení otáček hnacích motorů. Tím se například u ventilátorů, hydraulických strojů a jiných zařízení vyhneme škrcení, kterým se nadbytečný přivedený výkon, který vyrábí neřízený motor, maří v teplo. Tím znatelně klesá účinnost, která se v některých provozních stavech strojů může dostat až k nule.

Z těchto důvodů se přechází na pohony regulované a v některých případech i s možností rekuperace. Ve většině případů se tak v průmyslu používají asynchronní motory ve spojení s frekvenčním měničem, kterým se pomocí změny frekvence napájecího napětí motoru mění synchronní otáčky motoru a tím i otáčky skutečné. Toho se dosahuje usměrňováním vstupního napětí a následným vytvořením sinusového výstupního napětí o požadované frekvenci pomocí tranzistorových střídačů. Sinusový průběh je třeba, aby nedošlo ke snížení účinnosti samotného motoru. Avšak dosažení tohoto průběhu je složité. Nejvíce se používá pulzně šířková modulace. To znamená, že tranzistory musí sepnout několikrát za jednu periodu napětí. Tím vzniká vysokofrekvenční rušení. Další nevýhodou pohonů řízených frekvenčním měničem je nemožnost udržení maximálního výkonu v celém rozsahu otáček. Udržení maximálního výkonu je možné pouze při zvyšování otáček nad jmenovité otáčky motoru. Při snižování otáček, pod jmenovité otáčky motoru, je pouze možné udržet konstantní krouticí moment, a to jenom v případě, že je motor vybaven chlazením nezávislým na otáčkách motoru. Takže je stále pro většinu pohonů nutné k motoru připojit převodovku ke snížení otáček motoru na pracovní a zároveň udržení maximálního výkonu.

Klasická jednorychlostní neřaditelná převodovka však neumožňuje sama o sobě měnit otáčky v průběhu práce. Pro lepší řízení je nutné otáčky měnit, to by skokově dokázala řaditelná několikastupňová převodovka. Lepší je ale použití převodovky se spojitě měnitelným převodovým poměrem neboli variátoru.

Já se v této práci budu zabývat návrhem některých částí prototypu planetového spojitě měnitelného převodu (planetového variátoru). Ten vzniká na základě patentu číslo 305972, který řeší principiální funkci variátoru s paralelními třecími členy a s použitím hydraulického ovládání změny převodového poměru i předpětí variátoru, ale ne už rozměry a geometrii frikčních kol, dimenzování jednotlivých komponent, konstrukční řešení a uložení jednotlivých částí variátoru.

Tento princip variátoru má výhodu v kompaktní velikosti, díky uspořádání obdobnému planetové převodovce. V převodu se zároveň odehrává přenos krouticího momentu v podobě obvodové síly na obvodu frikčních kol hned na několika místech. Další výhodou využití planetového principu je silové vyvážení celého systému. Tento variátor využívá styku ocelových centrálních kol se satelity. Z důvodu vzniku skluzů na kontaktních plochách třecích kol by docházelo k opotřebení stykových ploch, a tak bude ve variátoru použita

trakční kapalina, která zamezí opotřebení, zároveň zvýší součinitel tření mezi třecími koly a také zajistí chlazení kol.

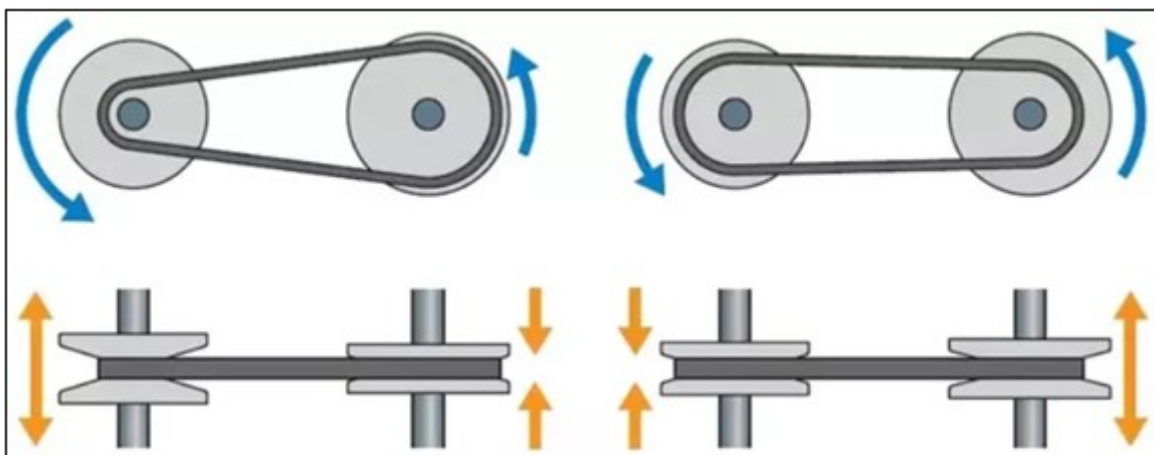
Já se budu konkrétně zabývat návrhem rozměrů třecích ploch kol, na základě optimalizace přenášeného výkonu variátorem s ohledem na celkové rozměry. Dále pak konstrukcí satelitů variátoru a synchronizací pohybu planetových a korunových kol. Na rozdíl od původního patentu nebudou ve variátoru použity paralelní frikční členy a z důvodu zvyšování přítlakové síly hydraulického ovládání důsledkem odstředivých sil a následného nárůstu tlaku v ovládání bude použito elektromechanické ovládání změny převodového poměru.

2. Typy a použití vyráběných variátorů

Variátory jsou převodovky, které dokáží spojitě měnit převodový poměr bez přerušení toku výkonu v celém svém rozsahu. Variátory se nazývají pouze převodovky, kde se přenos krouticího momentu odehrává čistě mechanickou cestou. Mezi převody se spojitě měnitelným převodem pak můžeme ještě zařadit elektrické a hydraulické převody. Hydrostatické převody se používají výhradně u zemědělských a stavebních strojů. Hydrodynamické se pak používají i u osobních a nákladních vozidel ve formě hydrodynamického měniče, ale ještě ve spojení s automatickou převodovkou. Elektrické spojitě převody mají výraznější použití převážně jen u dieselelektrických lokomotiv, kde spalovací motor pohání elektrický generátor a elektřina pak pohání trakční elektromotory, které pohánějí přes stálý převod přímo dvojkolí podvozku.

2.1. Řemenové variátory (párová kuželová kola)

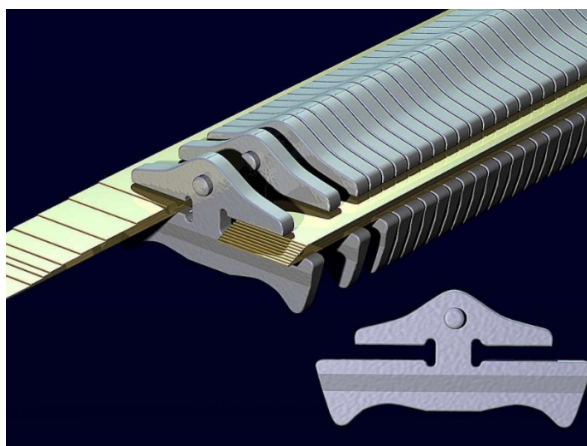
Jsou to jedny z nejpoužívanějších variátorů, používají se například v motorkách a sklízecích mlátičkách. Jak ukazuje Obr. 1: Schéma variátoru s párovými kuželovými koly [1] Jedná se o dvě řemenice a přes ně natažený klínový řemen. Každá řemenice je složená ze dvou talířů tvořící klínovou drážku. Tyto talíře jsou vůči sobě axiálně posuvné, posuvem řemenic se mění šířka drážky a tím i průměr, na kterém se pohybuje řemen. S pohybem řemenu od středu otáčení řemenic se mění i obvodová rychlost řemene a tím se mění i převodový poměr. Pro zachování konstantní osové vzdálenosti řemenic a napnutí řemene se talíře řemenic pohybují opačně, to znamená na první řemenici se talíře oddalují a na druhé přibližují. V praxi je toho docíleno tak, že jedna z řemenic je přímo ovládaná, například u skútrů odstředivým regulátorem, u jiných strojů hydraulicky, mechanicky anebo elektricky. Talíře na druhé řemenici jsou pak k sobě přitlačovány pomocí vinuté pružiny a ta zajistí dostatečné napnutí nezávisle na převodovém poměru. Na Obr. 3: Variátor s tažným klínovým řemenem (Claas Lexion - průměr cca 700mm) [3] je variátor jehož levá řemenice je ovládána hydraulicky a talíře pravé napínací řemenice jsou stlačovány pružinou.



Obr. 1: Schéma variátoru s párovými kuželovými koly [1]

Používají se dva druhy řemenů, a to tažný řemen a tlačný řemen. Jako tažný řemen se používá variátorový klínový řemen, konstrukcí se podobá klasickému řezanému řemeni,

ale na vnitřní a občas na vnější straně je opatřen příčnými drážkami. Ty zajišťují lepší ohebnost řemene při zachování velké kontaktní plochy mezi řemenem a řemenicí. Pro osobní automobily se ale ve většině případů používal řemen tlačný. Ten je tvořen několika ocelovými pásy a na nich umístěnými destičkami. Pásy se starají jenom o soudržnost destiček. Destičky zabírají do talířů řemenic a zároveň se jejich dotekem přenáší tlačná síla v řemenu. Konstrukce řemene je na *Obr. 2: Tlačný variátorový řemen [2]*



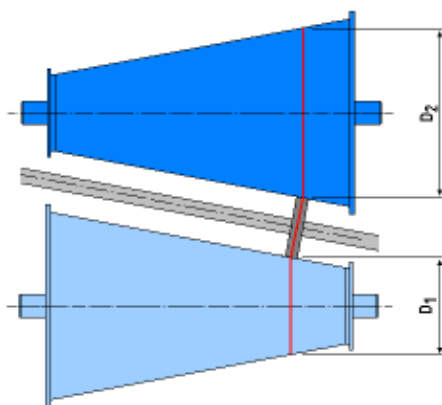
Obr. 2: Tlačný variátorový řemen [2]



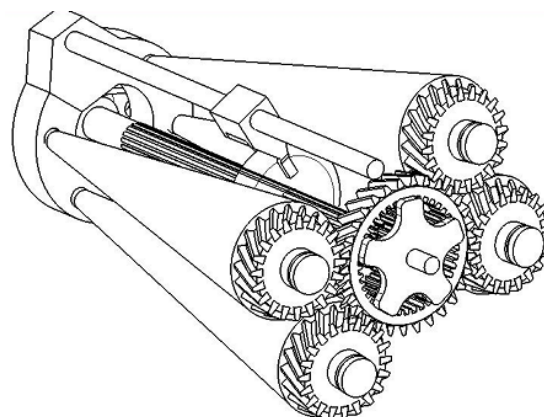
Obr. 3: Variátor s tažným klínovým řemenem (Claas Lexion - průměr cca 700mm) [3]

2.2. Variátor s protilehlými kuželovými koly

Jedná se o dva proti sobě otočené kužely s rovnoběžnými osami, mezi nimiž je umístěn třetí člen, a to buď volný řemen nebo vložené kolo. Kuželový variátor s vloženým kolem je vyobrazen na *Obr. 4: Kuželový variátor s vloženým kolem [4]*. Řemen nebo kolo se dotýká zároveň obou kuželů a zajišťuje tak přenos tečné síly. Vložený člen se zároveň vůči kuželům axiálně posouvá a dotýká se tak kuželů na různých průměrech. Ty se mění opačně proti sobě a tím se mění převodový poměr. Převod se může skládat i z několika do kruhu rozmístěných kuželů (*Obr. 5: Kuželový variátor se 4 výstupními kužely [4]*), z nichž jeden, vstupní, je umístěn uprostřed a ostatní, výstupní, jsou umístěny okolo. Tím se zvětší počet třecích ploch a je možné dosáhnout zvýšení přenesitelného výkonu. Nevýhodou tohoto uspořádání je složitější odvod výkonu z výstupních kuželů variátoru a také nutná synchronizace posuvů všech vložených členů. Kruhovým pravidelným rozdělením kuželů je také možné dosáhnout silového vyvážení středního členu, ne však členů vnějších. Problém je i s vnášením přítláčné síly, ta může vzniknout pouze přiblížením os kuželů, což je konstrukčně náročné. Převodový rozsah variátoru je závislý na jeho délce a sklonu kuželů. S větším sklonem je variátor pro daný rozsah kratší, ale zvětšuje se axiální síla působící na kužely. S rostoucím úhlem také vzrůstá rozdíl obvodových rychlostí na bocích vložených členů a tím vzrůstají ztráty ve variátoru. Tímto variátorem není možné dosáhnout změny smyslu otáčení.



Obr. 4: Kuželový variátor s vloženým kolem [4]



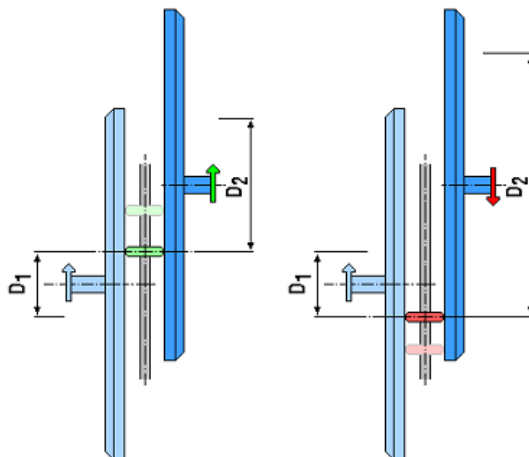
Obr. 5: Kuželový variátor se 4 výstupními kuželky [4]

2.3. Talířové variátory

Talířové variátory se skládají z jednoho nebo dvou talířových líných kol a jednoho kola čelního. Toto kolo může být v provedení s jedním talířovým kolem použito jako vstupní nebo výstupní člen. Při použití dvou talířových kol se jedná jen o člen vložený, starající se o přenos obvodové síly z jednoho talířového kola na druhé.

Ve variátoru s jedním talířovým kolem je talířové kolo axiálně přitlačováno na čelní kolo umístěné posuvně na kolmé hřídeli. Posunem čelního kola od osy otáčení talířového kola se mění průměr, po kterém se čelní kolo odvaluje a tím se mění převodový poměr. Přejezdem čelního kola přes osu otáčení talířového kola se změní smysl otáčení výstupu. Při poloze čelního kola blízko osy otáčení talířového kola se vlivem velkého poměru rychlostí na bocích čelního kola zvyšují poměrné skluzové rychlosti a také vlivem vysoké křivosti dráhy vznikají skluzu. Tím pádem výrazně vzrůstá odpor a klesá účinnost převodu a převodový poměr výrazně závisí i na zatížení variátoru. Tento typ variátoru se používá například u pojezdu ručních sekaček na trávu.

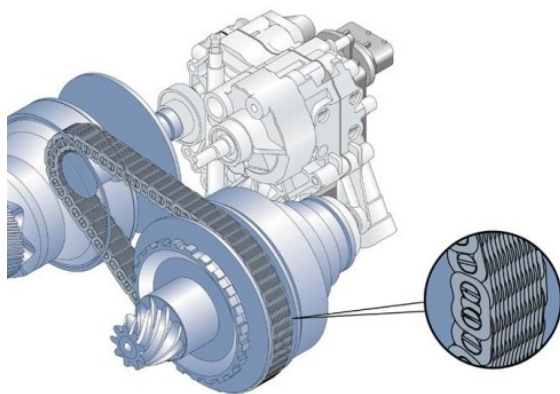
Talířové variátory se dvěma talířovými koly mají mezi talíři umístěné vložené kolo uložené na posuvné hřídeli. Talířová kola mají rovnoběžné osy odsazené skoro o poloměr kol. To zajišťuje, že když se vložené kolo posunuje od středu jednoho talířového kola tak se posunuje ke středu druhého. Tím je zajištěn velký rozsah variátoru, který teoreticky může být od 0 do nekonečna. Při zvětšení průměru hnaného kola je možné při přejezdu vloženého kola přes střed hnacího kola změnit směr otáčení. Talířový variátor s možností reverzace je na Obr. 6: Talířový variátor se dvěma talířovými koly [4].



Obr. 6: Talířový variátor se dvěma talířovými koly [4]

2.4. Řetězové variátory

Řetězový variátor je obdobou řemenového s párovými kuželovými koly, jen je místo řemene použit variátorový řetěz. Používají se dva druhy řetězu, z nich jeden je lamelový. Jeho články jsou opatřeny oválnou dírou a v ní umístěnými destičkami kolmo k řetězu. Tyto destičky zabírají do kuželových kol a přenášejí tak obvodovou sílu z řemenice na řetěz a obráceně. Samotné články jsou pak spolu spojeny pomocí čepů. Druhý typ řemenu není opatřen lamelami, ale do řemenic zabírají samotné čepy řemenu. Spoj článku je pak realizován pomocí dvou čepů v jedné díře. Při ohýbání článků se čepy po sobě jen odvalují a nevzniká tak jejich opotřebení způsobené otáčením klasických čepů v pouzdře. Konstrukce obou typů řetězů je možné srovnat z Obr. 7: Řetězový variátor [5] a Obr. 8: Lamelový řetěz pro variátory [6].



Obr. 7: Řetězový variátor [5]



Obr. 8: Lamelový řetěz pro variátory [6]

Tento typ variátorů se používal například u automobilů Mercedes-Benz třídy B pod názvem Autotronik a u automobilů Audi pod názvem Multitronik.

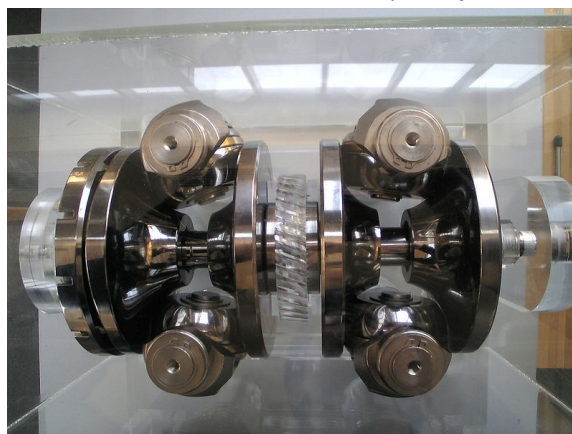
2.5. Toroidní variátory

Toroidní variátor je relativně nový druh variátoru schopný přenášet velké výkony při malých rozměrech. Skládá se ze dvou disků a několika přenašečích kol. Disky mezi sebou tvoří mezeru o tvaru vnitřní části anuloidu. V této mezeře jsou umístěny dvě nebo více přenašečích kol uložených na naklápěcí hřídeli, která má osu klopení kolmou k ose disků (Obr. 9: *Princip funkce toroidního variátoru* [7]). Přenašečí kola nezapadají přesně do mezery mezi diskem, ale dotýkají se disků jen na malé části obvodu. Když je osa otáčení přenašečích kol kolmá na osu disků, je převod z jednoho disku rovný jedné, mění se jen smysl otáčení. Natáčením osy kola se mění průměr, na kterém se kola dotýkají disků, a to nesouhlasně. Mění se tak převodový poměr variátoru. Díky tomu, že mají dotykové plochy přenašečího kola i disku podobnou křivost, tak je možné, s ohledem na maximální kontaktní tlak, dosáhnout vysoké přitlačné síly. Díky této síle a použití trakčních kapalin zvyšujících součinitel tření je možné dosáhnout vysokých přenášených momentů.



Obr. 9: *Princip funkce toroidního variátoru* [7]

Tyto variátory se nejčastěji používají ve zdvojené podobě, to znamená uložené výstupními diskem k sobě (Obr. 10: *Zdvojený toroidní variátor Nissan Extroid* [8]). Nejen že se zdvojnásobí přenášený moment, ale zároveň se vyruší síly působící na disk. Nevýhodou pak ale je, že se moment z výstupních disků musí vyvést pomocí dalšího převodu, nejčastěji čelním soukolím. Jedním z problémů toroidních variátorů je problematická konstrukce ovládání natáčení převáděcích kol. Ty se musí natáčet synchronně a zároveň uložení musí vydržet přitlačnou sílu, kterou jsou kola přitlačována k diskům.

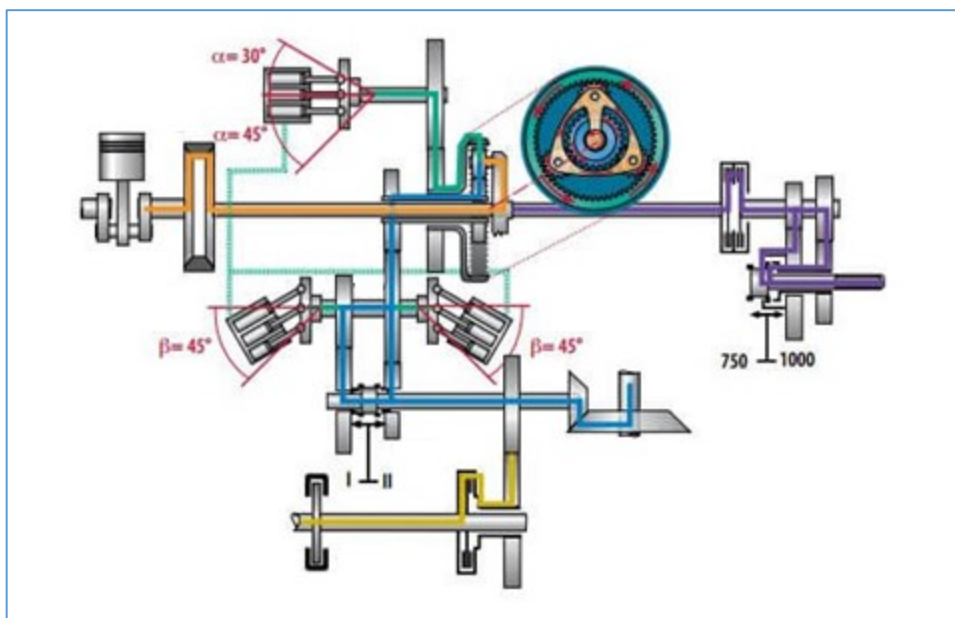


Obr. 10: *Zdvojený toroidní variátor Nissan Extroid* [8]

2.6. IVT (Infinitely Variable Transmission)

IVT převodovky jsou převodovky s nekonečně velkým rozsahem. Ten vznikne tak, že vstupní hřídel se točí a výstupní hřídel je zastavená. Jeden z druhů IVT převodovek je tvořen hydrodynamickým měničem a plynulým převodem, například variátorem. Díky měniči je možné výstup z převodovky zcela zastavit. Ve stavu, kdy je měnič ve své měničové fázi, je ovšem účinnost měniče malá a používání toho IVT s převodovým poměrem větším, než je převodový poměr samotného plynulého převodu, je neekonomické. Tento druh IVT také nedokáže sám o sobě rezervovat.

Další typ IVT převodovky se skládá ze spojitelně měnitelného převodu a planetové převodovky zapojené jako diferenciál. Tyto IVT dokáží plynule přejít ze záporného na kladný převodový poměr. Účinnost takového IVT se s převodovým poměrem také mění, ale v celém rozsahu je vysoká (její konečná hodnota závisí na použitém plynulém převodu). Na jednu ze tří částí převodovky, a to buď na planetové kolo, unašeč satelitů nebo korunové kolo je přiveden moment přímo hřídelí z motoru. Na druhý člen je přiveden výkon ze vstupní nebo výstupní hřídele přes plynulý převod a třetí člen planetové převodovky je pak připojen k výstupní hřídeli převodovky. Tyto převodovky se s výhodou používají převážně v zemědělské technice. Jako plynulé převody se zde používají hydrostatické stroje, a to hydromotory a čerpadla s proměnlivým geometrickým objemem. Takový převod je možné vidět na Obr. 11: IVT převodovka Fendt Vario pro výkon až 290 kW – upraveno [9]. Vzhledem k nekonečně velkému převodovému poměru není možné v celém rozsahu přenášet maximální výkon. Jeho hodnota je daná maximálním výstupním momentem a také tím, že při vysokých převodových poměrech teče většina výkonu přes plynulý převod, který má také momentové omezení. S převodovým poměrem se mění velikosti toku výkonu, který teče přes spojitý převod a který teče jen přes planetový diferenciál.



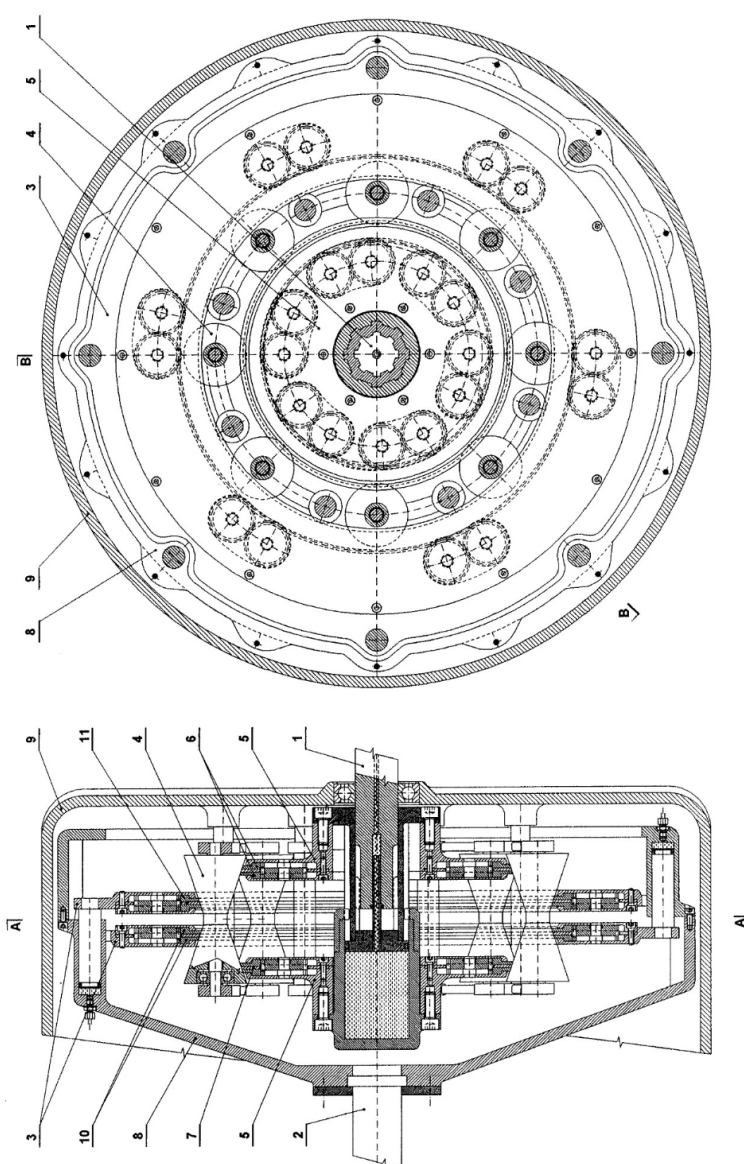
Obr. 11: IVT převodovka Fendt Vario pro výkon až 290 kW – upraveno [9]

3. Návrh funkčních rozměrů planetového spojitě měnitelného převodu

V této kapitole se budu zabývat návrhem rozměrů a tvaru funkčních ploch třecích kol. Tyto rozměry navrhnu na základě optimalizace přenášeného výkonu, celkových rozměrů a dostatečného místa pro řídicí a reakční části variátoru. Maximální přenášený moment, potažmo výkon, spočítám na základě maximálních kontaktních tlaků mezi třecími koly a součinitele smykového tření spočítaného na základě vlastností trakční kapaliny.

3.1. Popis konstrukce planetového spojitě měnitelného převodu dle patentu č.305972

V patentu se jedná o planetový, spojitě měnitelný převod s paralelními frikčními členy a s hydraulickým ovládáním polohy planetových a korunových kol. Řez převodem je na Obr. 12: Planetový převod z patentu (č. 305972) [10]



Popis výkresu:

- 1 - Drážkovaná vstupní hřídel
- 2 - Výstupní hřídel
- 3 - Korunové třecí kolo
- 4 - Kuželový satelit
- 5 - Centrální kladky
- 6 - Paralelní planetové kotouče
- 7 - Centrální planetový kotouč
- 8 - Buben korunových kol
- 9 - Skříň převodu
- 10 - Paralelní korunové kotouče
- 11 - Centrální korunový kotouč

Obr. 12: Planetový převod z patentu (č. 305972) [10]

Krouticí moment ze vstupní hřídele (1) je přes drážkování přiváděn na axiálně posuvný centrální talíř planetového třecího kola (7). Ten je přes čelní diferenciál spojen s paralelními planetovými kotouči (4). Obvodová síla z planetových kotoučů je třením předávána na 8 kuželových satelitů (4). Satelit může měnit svoji vzdálenost od osy planetových kol a reagovat tak na posun planetových kol. Zároveň se mění i průměr, na kterém se planetové kolo dotýká satelitu a mění se tak převodový poměr. Na změnu vzdálenosti satelitů musí ale reagovat korunové kolo axiálním posunem v opačném směru oproti planetovému kolu. Tím se také mění poloměr dotyku korunových kotoučů a také převodový poměr ze satelitu na korunu. Výsledný převod je pak daný součinem obou převodových poměrů. Paralelní korunové kotouče (10) jsou pak také spojeny čelním diferenciálem s centrálním korunovým kotoučem (11). Tento kotouč je přes vedení s axiálním pohybem veden na buben (9) a z tohoto bubnu na výstupní hřídel (2). Princip variátoru je podobný planetové převodovce se zastaveným unašečem satelitu. Proto reakční moment v unašeči satelitů je odveden do skříně (9).

Krouticí moment se v převodu přenáší třením talířů a satelitů o sebe. Maximální přenášená obvodová síla je dána součinem normálové přitlačné síly a součinitele tření. Normálová síla v dotykové ploše má svoje omezení z důvodu maximálních kontaktních tlaků (Hertzových tlaků). Zvyšování normálové síly je možné použitím lepších materiálů, nebo zvýšením stykové plochy. Ta je však v tečném směru dána křivostí kol. V axiálním směru je možné plochu zvětšovat, má to však nepříznivý vliv na účinnost. Na kuželové ploše se v axiálním směru mění poměry poloměrů v různých částech kontaktní plochy. Tím vzrůstá relativní rychlost stykových plošek směrem od středu dotykové plochy (v nezátíženém stavu, v zatíženém stavu se část plochy bez skluzu zaviněného různým poloměrem stykových ploch přesouvá ke kraji styku) a vzniká tzv. spin. Právě tímto spinem se snižuje celková účinnost přenosu. Stykovou plochu tak v axiálním směru není možné zvětšovat nad určitou mez.

Pro přenos většího krouticího momentu je třeba realizovat třecí kontakt na co nejvyšším počtu stykových ploch. Z toho důvodu jsou použity paralelní kotouče a osm kuželových satelitů. Celý převod je pak zrcadlově zdvojený. To kompenzuje přitlačné síly a zdvojnásobuje počet stykových ploch. V celém variátoru se tak kontakt odehrává na celkově 96-ti plochách, z nichž polovina je pro styk planetových kol a satelitů a druhá pro styk korunových kol a satelitů.

Paralelní frikční kotouče jsou spojené čelním diferenciálem, který průměruje rychlost bočních členů a tím zůstává zachována účinnost. Zároveň je možné přenést vyšší obvodové síly.

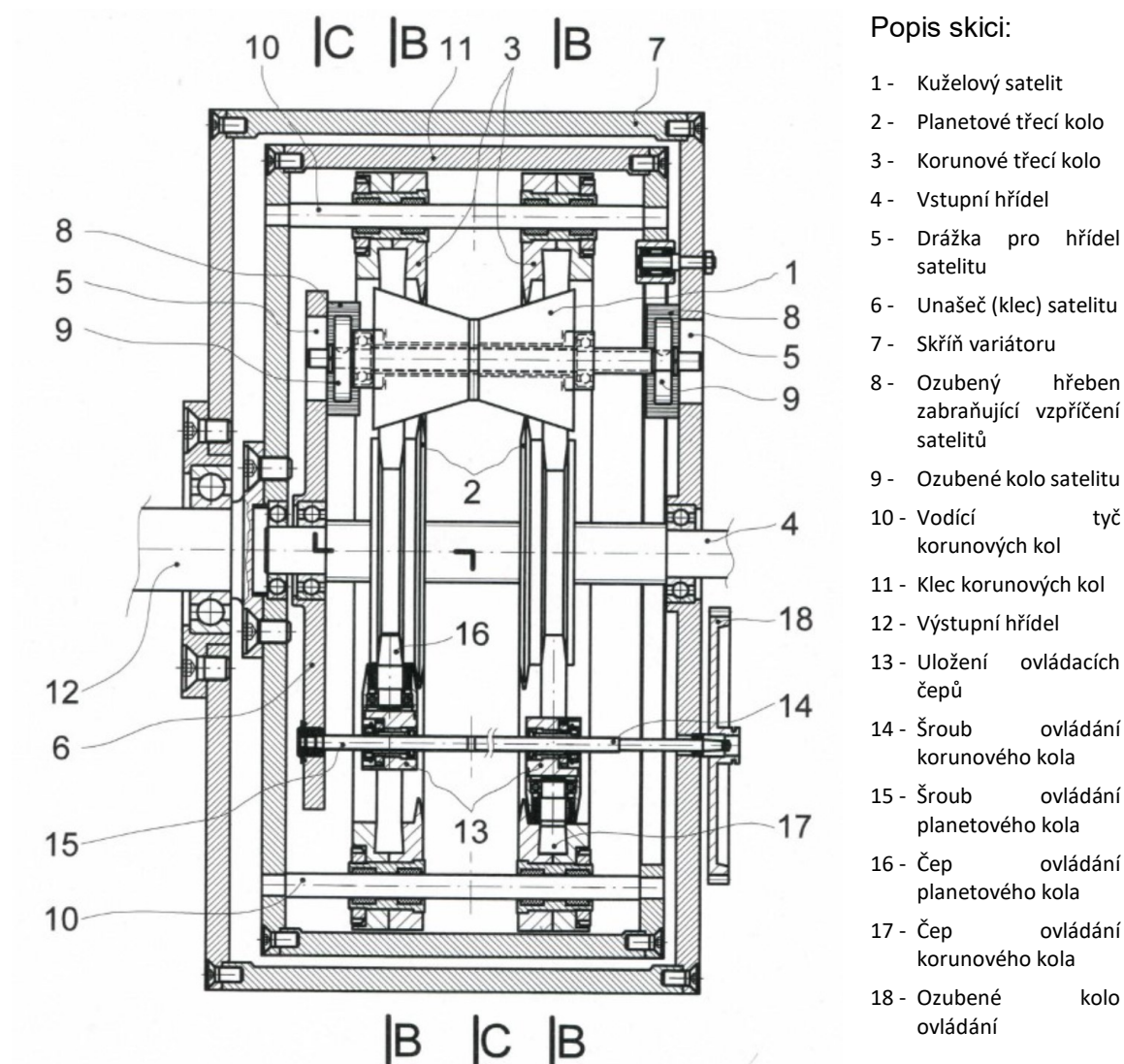
Axiální posun disků je ovládaný hydraulickými válci a písty. Přecherpáváním kapaliny z ovládání planetových kol do ovládání korunových kol se mění poloha disků, a tím i převodový poměr. Přidáním oleje do okruhu se obě kola přitlačí na sebe a vznikne tak normálová síla, zajišťující společně se součinitelem tření přenos krouticího momentu.

Výhodou této hydraulicky ovládané verze s paralelními členy je velký počet stykových ploch a tím schopnost přenést velké momenty. Také hydraulické ovládání se skládá jenom

z mála součástí a je tak v celku jednoduché. Avšak nevýhodou paralelních členů je složitá konstrukce jak diferenciálů, tak i samotných kol a další nevýhoda způsobená hydraulickým ovládáním je působení odstředivé síly. Ta zvyšuje tlak v ovládání korunových kotoučů. Pro představu tlak v ovládání na roztečném průměru pístu 400 mm a otáčkách 2000 ot/min vzrostl o 0,8 MPa, což by při ovládání běžným používaným tlakem v hydraulických průmyslových strojích okolo 10MPa činilo rozdíl 8%.

3.2. Původní návrh planetového spojitě měnitelného převodu

Na konstrukci variátoru jsem se podílel s Bc. Vítem Řípou. První verzi 3D modelu jsme vytvořili na základě dodané skici variátoru s mechanickým ovládáním, abychom odhalili možné problémy. Podle zadání měl vzniknout planetový spojitý převod s mechanickým ovládáním, na rozdíl od původní patentové verze (č. 305972), která měla ovládání hydraulické. Dodaná skica i s popisem je na Obr. 13: Původní skica planetového spojitého převodu.



Obr. 13: Původní skica planetového spojitého převodu

Principiálně funguje tento variátor stejně jako patentová verze, ale není opatřen paralelními frikčními členy. Od nich bylo odpuštěno z důvodu jednodušší konstrukce a levnější výroby, tím pádem se ale sníží i maximální přenášený moment. Z důvodu zvyšování tlaku v hydraulickém ovládání korun bylo odpuštěno od hydraulického ovládání a bylo nahrazeno mechanickým ovládáním. To se skládá z drážek na korunových a planetových kolech (3)(2), do těchto drážek zapadají kuželové čepy (16)(17) uložené pomocí ložisek v domkách (13). Každá dvojice domků je posuvně uložena na vodící tyči a na šroubu (14)(15) s levým a pravým závitem. Otáčením těchto šroubů se domečky k sobě přibližují nebo oddalují a tím s sebou pomocí čepů unášejí i třecí kola. V celém variátoru je těchto domečků osm, dva pro ovládání každého kola. Šrouby jsou zde čtyři. Dva pro korunová kola a dva pro planetová kola. Pro synchronizaci posuvu planetových a korunových kol jsou šrouby v čelní desce variátoru spojeny ozubenými koly s šikmým ozubením (18). Ozubená kola jsou se šrouby spojena pomocí drážkování. Axiálním posunem ozubených kol se kola díky šikmému ozubení vůči sobě pootácejí a je tak možno měnit předpětí ve variátoru i vyrovnaní dvojic šroubů ovládající jedny z třecích kol.

Největší výhodou tohoto designu je velice jednoduchá konstrukce, avšak během přemodelování do 3D modelu se vyskytlo několik problémů. Jedním z nich bylo letmé uložení klece korunových kol (11). I když se všechny síly působící na klec, jak radiálně, tak axiálně, vzájemně vyruší, mohla by se klec vlivem vysokých otáček a možného nevyvážení rozkmitat. Klec není možné na pravé straně uložit na ložisko. Malému ložisku vadí satelity (1) a šrouby ovládání (14)(15) a velké ložisko nesnese otáčky, které jsou pro tento variátor zamýšlené. Na výstupu by měli být maximální otáčky až kolem 3000 ot/min.

Větším a podstatnějším problémem je však samotné ovládání. A to kontaktní tlaky mezi čepy ovládání (16)(17) a drážkami v kolech. Malá tuhost čepů. Při zachování rozumného průměru čepů i obrovské otáčky čepů. Nehledě na to že se domečky čepů (13) musí vejít do mezikruží mezi planetovými a korunovými koly a do mezery mezi satelity (1) a podporami klece satelitů (6). Tím pádem musí být uložení v ložiskách blízko u sebe a vzniká tak i velké zatížení samotných ložisek čepů.

Z principu variátoru je nutné, aby se celé satelity (1) posouvaly směrem ke středu a od středu variátoru. Jejich nerovnoměrné posunutí na levé a pravé straně by ale mohlo vést ke vzpříčení satelitů a nemožnosti s nimi pohnout. Na Obr. 13: Původní skica planetového spojitého převodu je vidět systém zabraňující tomuto vzpříčení. Jedná se o ozubená kola (9) umístěná na jedné hřídeli, procházející skrz kužele satelitu. Ty zabírají do ozubených hřebenů (8) připevněných do desek klece satelitu (6). Při posunu satelitů se tak hřídel odvaluje pomocí ozubených kol po hřebenech, a jelikož jsou kola spojena, musí si být posuvy na levé i pravé straně rovna, a tím nemůže dojít ke vzpříčení.

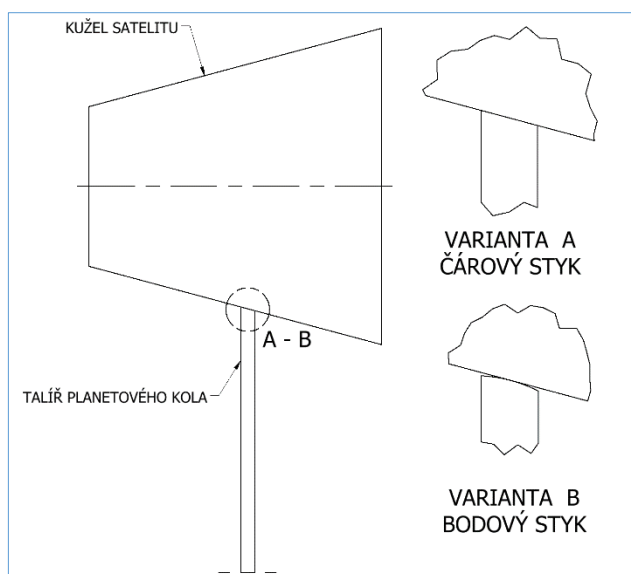
3.3. Hertzovy tlaky

Hlavními parametry variátoru jsou převodový rozsah, dovolené vstupní otáčky a maximální vstupní moment. Právě pro přenášený moment je nutné znát maximální možný

součinitel tření a normálovou přitlačnou sílu působící v kontaktu mezi třecími koly. Právě maximální normálová síla je dána kontaktním tlakem, který jsou schopné třecí kola, potažmo materiály třecích kol, pro určenou životnost schopny vydržet.

3.3.1. Geometrie třecích kol

Na začátku bylo nutné zvolit, jak budou vypadat kontaktní plochy frikčních kol. Na výběr jsou v podstatě dvě možnosti. První je čárový styk talířů a satelitů na *Obr. 14: Náskres tvaru stykových ploch, varianta A*. Talíře by tak na obvodu byly tvořeny kuželem s vrcholovým úhlem shodným s vrcholovým úhlem kuželů satelitů. Kontaktní plocha by tak měla tvar obdélníku. Výhodou by byla snadnější výroba a díky větší kontaktní ploše i větší možná normálová síla. Tím by přes kontakt bylo možné přenést větší obvodovou sílu. Nevýhodou je pak nižší účinnost přenosu způsobená prokluzem z důvodu rozdílných obvodových rychlostí po délce kontaktu.



Obr. 14: Náskres tvaru stykových ploch

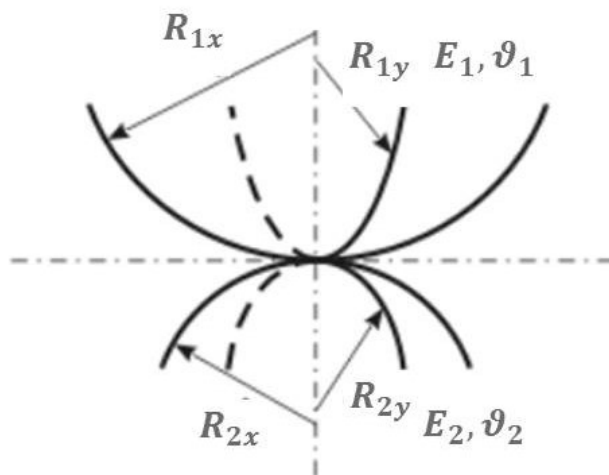
Druhou možností je čárový styk, na *Obr. 14: Náskres tvaru stykových ploch, varianta B*. Kužel satelitu by měl i nadále přímkovou povrchu, ale planetové kolo by v místě styku bylo zaoblené. Výrazně by se tak zmenšila kontaktní plocha, která by měla tvar elipsoidu. To by vedlo k menší maximální přitlačné síle z důvodu omezení kontaktního tlaku. Zároveň by se ale zkrátila styková plocha, v axiálním směru by se zmenšily skluzu a zlepšila by se tak účinnost přenosu. Na obrázku je pro představu použit malý průměr kužele satelitu 45 mm, šířka talíře planetového kola 4 mm a zaoblení s poloměrem 10 mm.

Nakonec jsme se rozhodli, že zvolíme variantu s bodovým stykem, avšak s velkým poloměrem zaoblení. Pro zaoblení jsme se rozhodli použít poloměr 200 mm. Při takovémto poměru není přípustná síla o moc menší než při čárovém styku, ale směrem od středu kontaktní plochy postupně klesá kontaktní tlak, potažmo normálová síla. To znamená, že boky kol, které mají rozdílnou rychlost, nepřenášejí takové tečné síly a tím pádem účinnost přenosu není o tolik snížena. Další výhodou je, že by nemělo docházet k vymačkávání boku talířů planetových a korunových kol, právě z důvodu poklesu kontaktního tlaku na boku talířů. Ve výsledku se tak bude jednat o styk elipsoidu s válcem. Pro výpočet kontaktního tlaku jsme se rozhodli použít obecnou Hertzovu teorii.

3.3.2. Hertzova teorie

Jedná se o teorii, kterou v roce 1882 zformuloval Heinrich Rudolf Hertz. Je to analytické řešení normálového zatěžování pružných izotropních těles bez jiného pohybu. Obecná Hertzova teorie je zformulovaná pro styk dvou elipsoidů s různými moduly pružnosti a Poissonovým číslem: Obr. 15: Styk dvou elipsoidů s vyznačenými hlavními poloměry [11]. Tato teorie má také několik předpokladů:

- Mezi povrchy těles není tření
- Kontaktní plocha je v porovnání s objemem tělesa velmi malá
- Kontaktní napětí je velké v porovnání s ostatními na tělesa působícími napětími
- Jedná se o dokonale elastická tělesa (v tělesech nedojde k plastické deformaci)



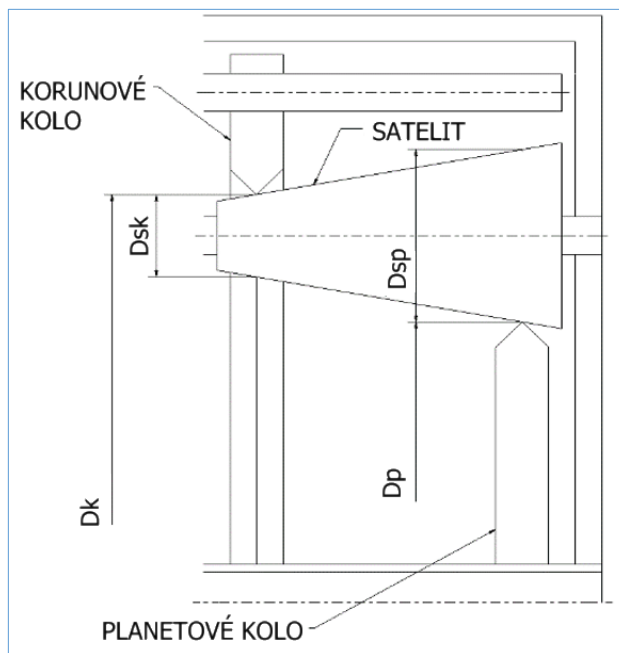
Obr. 15: Styk dvou elipsoidů s vyznačenými hlavními poloměry [11]

V našem případě nebude splněna první a poslední podmínka, a to styk těles bez tření, a to že jsou tělesa plně elastická. Porušením první podmínky docílíme toho, že bude vypočtený tlak nižší než skutečný. To by ve výsledku znamenalo přílišné zatížení povrchu třecích kol. Jenomže ve skutečnosti nejsou kola plně elastická, a tak po prvních otáčkách kol dojde k plastické deformaci. Tím pádem se styková plocha zvětší a tlak klesne. Z této úvahy, a proto, že se jedná pouze o orientační výpočet, jsem tuto teorii pro výpočet maximálních přítláčných sil použil. Podrobný postup výpočtu popíši v kapitole 3.7 Výpočet hlavních parametrů variátoru a rozměrů třecích kol, kde se již budu zabývat výpočtem kontaktního tlaku mezi koly pro různé převodové poměry variátoru. [11]

3.4. Odvození vztahu pro výpočet celkového převodového poměru variátoru

Planetový spojitě měnitelný převod funguje jako planetová převodovka se zastaveným unašečem satelitů, kde korunové a planetové kolo zabírají každé na jiném

průměru satelitu. Výsledný převod i_v se tak skládá ze součinu dílčích převodů. Prvním je převod z planetového kola na kužel satelitu i_{ps} . Druhým je pak převod z kužele satelitu na korunové kolo i_{sk} .



Obr. 16: Schéma pro odvození převodového poměru

Na Obr. 16: Schéma pro odvození převodového poměru je vidět schéma třecích kol ve variátoru, kde planetové kolo s průměrem D_p zabírá s kuželem satelitu na průměru D_{sp} a korunové kolo s průměrem D_k zabírá se satelitem na průměru satelitu D_{sk} . Výsledný vztah pro převodový poměr je v rovnici (1) je to poměr vstupních otáček k výstupním otáčkám.

$$i_v = i_{ps} \cdot i_{sk} = \frac{D_{sp}}{D_p} \cdot \frac{D_k}{D_{sk}} = \frac{D_{sp} \cdot D_k}{D_p \cdot D_{sk}} = \frac{n_{vstup}}{n_{výstup}} \quad (1)$$

Ze vztahu je zřejmé, že když jdou planetová kola směrem od malého průměru kužele satelitu k velkému a korunová kola naopak, tak se převodový poměr zvětšuje. To znamená, že pokud jsou vstupní otáčky konstantní tak výstupní otáčky klesají.

3.5. Trakční kapaliny

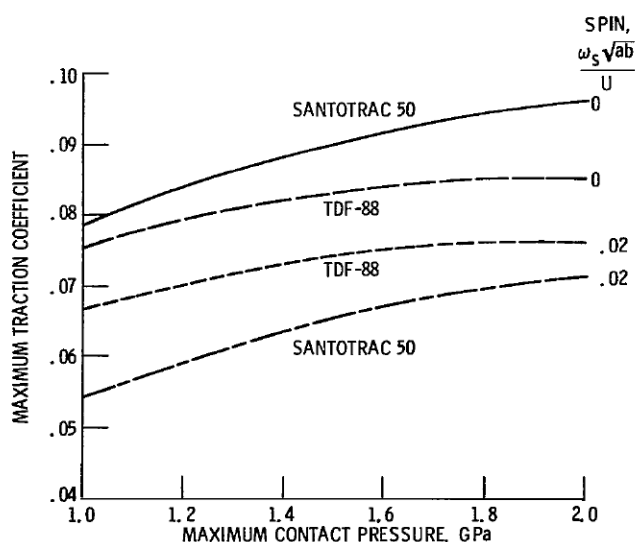
Jak jsem již psal, bude ve variátoru použita trakční kapalina. Trakční kapaliny (oleje) jsou speciálně vyvinuté pro použití ve variátorech, kde dochází ke styku dvou kovových třecích kol. Maximálního součinitele tření je možné dosáhnout, jen pokud budou kola zabírat tzv. na sucho, to znamená bez použití jakékoliv kapaliny. Tak by podle tabulek bylo možné dosáhnout součinitele tření f až 0,15, který platí pro styk ocel-ocel. [13]

Vzhledem k tomu, že satelity jsou kuželové a planetová a korunová kola mají opačný směr kuželovitosti, tak po celé délce dotyku není stejný převodový poměr. Kola jsou však tvořena pouze jedním tělesem, a tak v místě dotyku dochází ke skluzům a ty by vedly při

přímém kontaktu kol k vysokému opotřebení kol vlivem otěru. Zúžením kol by bylo možné tyto skluzy minimalizovat, ale zároveň by se musela snížit přítláčná síla z důvodu nárůstu tlaku a tím by klesnul i maximální možný přenositelný výkon. Dalším způsobem minimalizace skluzů by bylo zvolit malý vrcholový úhel kuželů, to by však variátor neúměrně zvětšilo nebo by klesl převodový rozsah. K dalším skluzům bude ještě docházet z nutnosti materiálu vyrovnávat tečné síly. Obvod kola se tak v průběhu doteku s druhým kolem natáhne.

Aby se zabránilo opotřebení, je nutné zajistit, aby kola nebyla v přímém kontaktu. To umí zajistit olejový film, podobně jako u kluzných ložisek. Použití obyčejného oleje by však znamenalo pokles součinitele tření až na hodnotu kolem 0,01.

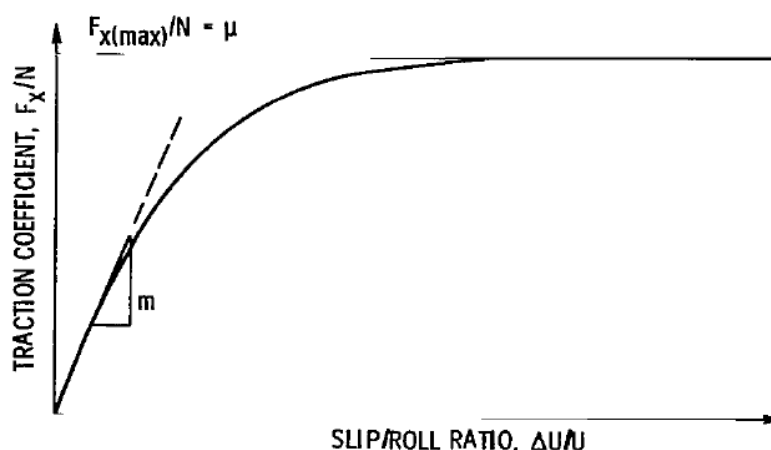
Proto se ve variátorech používá trakční kapalina. To je kapalina, která s rostoucím tlakem exponenciálně zvyšuje svoji viskozitu a stává se z ní v místě dotyku tzv. tuhá kapalina. V místě doteku tak vznikne film kapaliny s vysokou viskozitou, kterým je možné přenášet vysoké tečné zatížení. Nevýhodou je, že aby byla kapalina schopna přenést tečnou sílu, musí v ní dojít k pohybu. Jedná se vlastně o kapalinu mezi dvěma deskami, kde je třeba přenést sílu z jedné desky na druhou. Toho lze dosáhnout jen pohybem jedné desky vůči druhé. Čím je vzájemný pohyb rychlejší, tím je kapalina schopna přenést větší sílu. Když toto aplikujeme na třecí kola variátoru znamená to, že aby byla trakční kapalina schopna přenést sílu z jednoho kola na druhé, musí se stykové plochy vůči sobě pohybovat. To znamená, že aby mohl variátor přenášet moment, musí mezi koly docházet k prokluzu. Tím pádem má hnací kolo vyšší obvodovou rychlost než hnané, ale obvodová síla je stejná. Proto se na hnací kolo přivádí více výkonu, než je možné odebrat z hnaného kola. Čím více síly chceme přenášet, tím větší je prokluz, a tak se snižuje i účinnost. Výhodou je ale to, že kapalina umožňuje odvádět z kol teplo vzniklé ztrátou v záběru kol.



Obr. 17: Graf závislosti maximálního součinitele tření [12]

Na Obr. 17: Graf závislosti maximálního součinitele tření [12] je možné vidět závislost maximálního součinitele tření na maximálním Hertzovu tlaku pro dvě různé trakční kapaliny, kapalinu SANTOTRAC 50 a kapalinu TDF-88. Křivky jsou vyneseny pro teplotu 80 °C a dvě hodnoty spinu. Jak je vidět z grafu kapalina SANOTRAC 50 je schopná dosáhnout většího součinitele tření, ale s rostoucím spinem rychleji klesá.

Na dalším obrázku Obr. 18: Graf závislosti poměrného prokluz na součiniteli tření [12] je křivka závislosti poměrného skluzu na aktuálním součiniteli tření. To je nejmenší součinitel, který je schopen přenést požadovanou obvodovou sílu. Jak je vidět, tak se vzrůstajícím požadovaným součinitelem tření skluz stoupá. Při dosažení maximálního součinitele tření pak již roste skluz bez zvyšování součinitele tření, výstupní kolo se zastaví a účinnost klesne na 0. Poměrný skluz kol je možné vypočítat na základě znalosti derivace křivky v grafu, popsané písmenem m . [12]



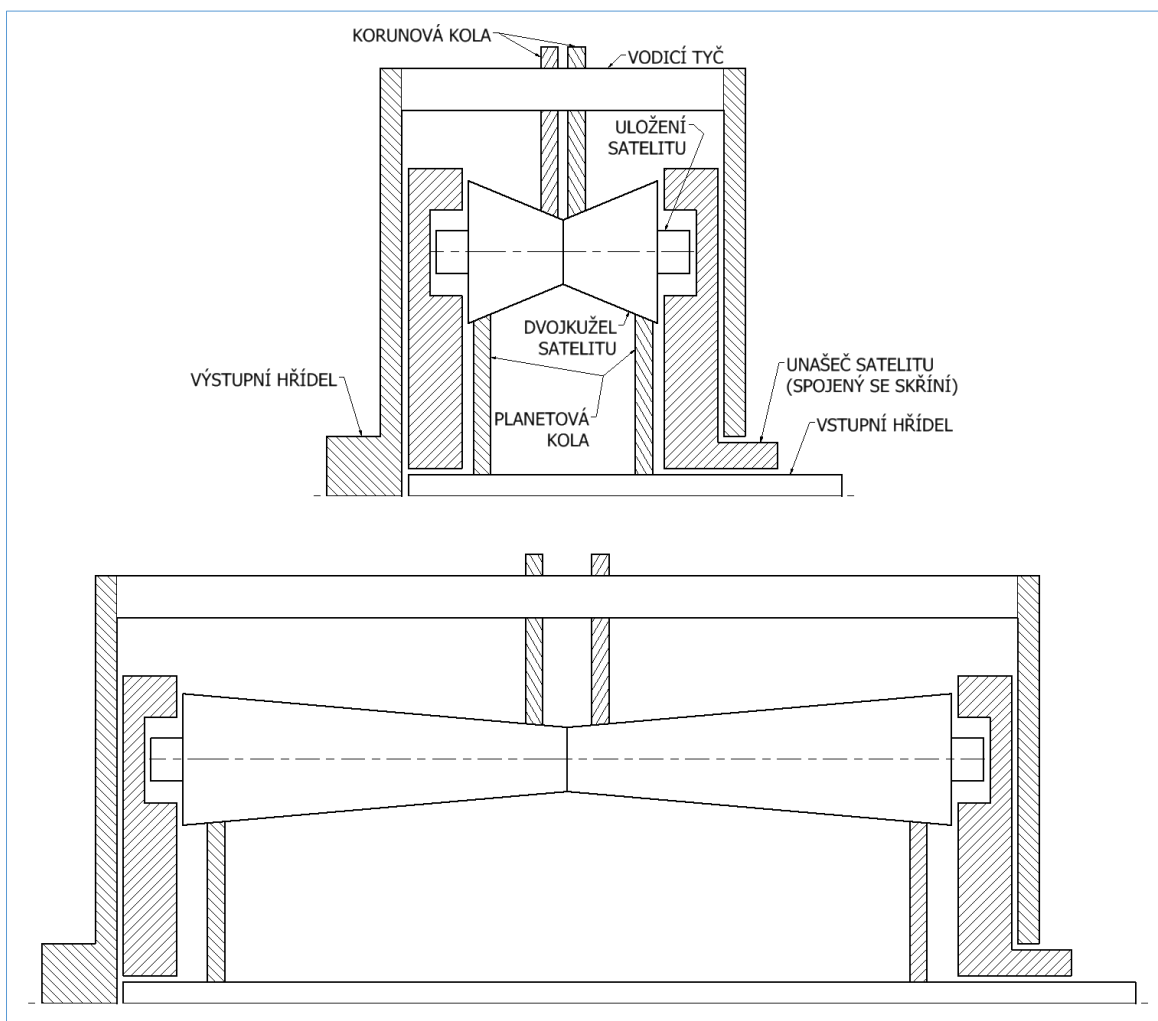
Obr. 18: Graf závislosti poměrného prokluz na součiniteli tření [12]

Dalšími výpočty ohledně dosažitelného součinitele tření se budu zabývat v kapitole 3.7 Výpočet hlavních parametrů variátoru a rozměrů třecích kol.

3.6. Volba vrcholového úhlu kuželů satelitů

Dalším parametrem, který bylo nutné zvolit, je vrcholový úhel dvojkuželů satelitu. Tento úhel bude udávat poměr velikostí normálové přitlačné síly a axiální síly, která musí být vyvozena právě pro vnik požadované normálové síly. Větší vrcholový úhel by znamenal menší zástavbové rozměry, zejména délku variátoru, ale naopak větší potřebnou axiální sílu a větší skluzy v kontaktní ploše třecích kol způsobené většími rozdíly v obvodových rychlostech na stranách kola. Naopak by tomu bylo při použití malého úhlu. Dvojkužely satelitů by pro daný převodový rozsah variátoru byly příliš dlouhé. To by samozřejmě prodloužilo celý variátor, ale také namáhání kuželů ohybovým momentem by výrazně vzrostlo. Na satelity budou působit dvojí síly způsobující ohybový moment ve dvou, na sebe kolmých rovinách. Ohybový moment v rovině tečné k ose variátoru budou vytvářet síly způsobené přenosem momentu, to znamená obvodové síly planetových a korunových kol. Větší ohybový moment ale vznikne v radiální rovině. Ten budou způsobovat radiální složky

přítlačných normálových sil, ty budou jednak s menším vrcholovým úhlem satelitů větší, ale také budou působit na větších ramenech. Na Obr. 19: Porovnání délek satelitu pro vrcholové úhly 45° (nahore) a 10° (dole) je porovnání délky satelitu a variátoru pro dva různé vrcholové úhly 45° a 10° a stejný převodový rozsah.



Obr. 19: Porovnání délek satelitu pro vrcholové úhly 45° (nahore) a 10° (dole)

Dvojkůžel satelitu je v radiální rovině vlastně nosník na dvou podporách (kontakt s planetovými koly), které mění svoji vzdálenost souměrně od středu, a na který působí dvě zátěžné síly (od radiálních složek normálových sil mezi satelitem a korunovými koly) také s proměnlivou, ale vzájemně stejnou vzdáleností od středu. Nejhorší situace nastává, když jsou planetová a korunová kola na krajích satelitu. To jsou ramena sil největší a tím je největší i ohybový moment.

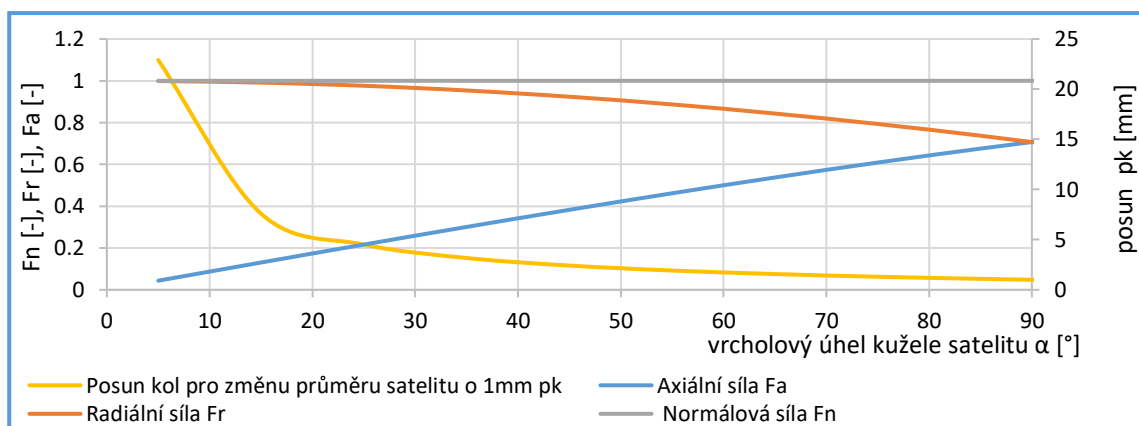
Dalším požadavkem na úhel kuželů satelitu je, aby při posouvání ať už planetových nebo korunových kol nedocházelo k odlehnutí mechanismu vyvolující axiální předpětí kol. Tomu by měla zabránit právě správná volba úhlu, pro který již kola nebudou vlivem dostatečného úhlu samosvorná. Minimální vrcholový úhel, pro který již nebude mechanismus samosvorný, jsem spočítal z rovnice (2), kde jsem za součinitel tření f_s vzal

hodnotu 0,2 [13], která platí pro statický smykový součinitel pro kombinaci ocel – ocel za sucha.

$$\alpha_{min} = 2 \cdot \arctan(f_s) = 2 \cdot \arctan(0,2) = 22,62^\circ \quad (2)$$

Další, podle čeho jsem volil vrcholový úhel, byl (Graf 1). Na tomto grafu jsou vyneseny poměry axiální a radiální síly v závislosti na vrcholovém úhlu. Z těchto křivek je vidět, že mají sinusový a kosinusový průběh, a tak na tomto intervalu nemají žádný velký zlom. Takže z hlediska ovládacího mechanismu je lepší zvolit úhel co nejmenší. Ale když se podíváme na křivku nutného posuvu kola pro změnu průměru, na kterém planetové nebo korunové kolo zabírá se satelitem o 1 mm, která reprezentuje nutnou délku satelitů, vidíme, že tato křivka má znatelný zlom na 20° proto by byl nesmysl volit úhel menší. Satelit by pak musel být nepoměrně dlouhý pro udržení převodového rozsahu.

Graf 1: Rozklad normálové síly na axiální a radiální složku



Na základě výše napsaných důvodů a požadavků volím vrcholový úhel satelitů 30°. Ten vyhovuje podmínce nesamosvornosti i grafu pro délku kužele.

3.7. Výpočet hlavních parametrů variátoru a rozměrů třecích kol

V této části se budu zabývat optimalizací průměru planetového kola. Tu provedu na základě maximalizace přenášeného momentu potažmo výkonu, při zachování vnějších rozměrů a hmotnosti variátoru. Vnější rozměry, zejména pak výsledný průměr skříně, je nejvíce ovlivněn průměrem korunového kola. Právě na průměru koruny silně závisí přenášený moment. Průměr korunových kol jsem volil na základě několika požadavků a důvodů. Prvním z nich bylo uvážení nutnosti do prostoru mezi korunu a planetová kola umístit rám klece, ovládání planetových kol a minimálně čtveřici satelitu. Dalším byl první model vytvořený čistě na základě skici, kde jsem zvolil průměr korunových 330 mm a průměr planetových kol 220 mm při myšlence, že při na větším průměru planetových kol může být při stejné obvodové síle větší vstupní moment. Pro ten jsem přibližně vypočítal přenášený výkon při 1450 ot/min, to jsou otáčky běžného třífázového čtyřpólového asynchronního motoru. Tím jsme uvažovali, že bude prototyp pohánění. A právě pro tyto otáčky jsem vypočítal přenášený výkon 25,00 kW. Proto jsme zvolily, že výsledný

přenášený výkon by mohl být kolem 25kW. A tak jsem se rozhodl průměr koruny této druhé verze zmenšit. Průměr koruny je tedy 320 mm. Tento průměr je průměr kol ve středu šířky dotykových ploch korunového kola a satelitu. Vnější průměr korunových kol je tedy větší, z nutnosti korunová kola spojit s klecí korunových kol.

Ve výsledku sice průměr korunových kol zvyšuje maximální přenášený výkon, ale také přímo ovlivňuje velikost variátoru, a tak se bude průměr koruny měnit až v případě, že by bylo nutné přenášet větší nebo naopak menší výkony. Obdobně, na základě prvního modelu, jsme zvolili i převodový rozsah i_{v*} od -0,8 do -2,6, přičemž -0,8 je rychloběh a -2,6 redukce. Znaménko mínus znamená opačný smysl otáčení.

Posledním voleným parametrem je maximální kontaktní tlak. Ten není úplně tak volený, jako spíš odečtený z tabulek pro daný materiál a povrchovou úpravu. S ohledem na to, že požadovaná životnost variátoru je 20 000 hodin, tak výsledný počet zatěžovacích cyklů planetového kola, při použití 4 satelitů a vstupních otáček 1450 ot/min, je $6,96 \times 10^9$. Jsme tak za hranicí meze únavy a u materiálu tak hledáme hodnotu meze únavy v doteku. Hodnoty jsme hledali v materiálových parametrech v programu KISSoft. To je program pro výpočet ozubených kol. Právě v ozubení dochází také k namáhání boků zubů kontaktním tlakem. V tomto programu jsme našli maximální hodnotu meze únavy 1 500 MPa pro materiál 18CrNiMo7-6 číslo 1.6587, který je cementovaný a má tvrdost až 61HRC. Já jsem se rozhodl pro výpočet použít hodnotu 1 555 MPa. Tím budou všechny části variátoru dimenzovány na větší zatížení. Maximální možný tlak a životnost kol se bude dále testovat na testovací převodovce s jednou dvojicí třecích kol. Tuto převodovku konstruuje Ing. František Starý, s ním jsme také konstrukci variátoru konzultovali.

S výše zvolenými parametry jsem mohl začít počítat přenášený moment. Výpočet se skládá z několika dílčích výpočtů, těmi mimo jiné jsou výpočty maximálních normálových sil pro daný maximální kontaktní tlak a výpočet dosažitelného součinitele tření pomocí trakční kapaliny. Zde popíši jednotlivé kroky a vzorce použité pro výpočet. Výpočet sám o sobě bude proveden v programu Microsoft Excel, protože je nutné tento výpočet opakovat pro různé průměry planetového kola a také pro různé převodové poměry.

3.7.1. Výpočet geometrických a kinematických veličin

Jako první je třeba spočítat, na jakém průměru budou planetová a korunová kola zabírat do satelitů při daném převodovém poměru a daném průměru planetových a korunových kol. Při tomto výpočtu můžu rovnou vypočítat i vzdálenost osy satelitu od osy vstupní hřídele (osy variátoru). Všechny vypočtené hodnoty jsou označeny *, to znamená, že se jedná o předběžné hodnoty. Skutečné hodnoty budou vypočítány až po optimalizaci průměru planetového kola. Vstupními parametry do výpočtu jsou předběžný průměr planetových kol D_{p*} , průměr korunového kola D_k , předběžný minimální i_{min*} a maximální i_{max*} převodový poměr. Rovnice (3) a (4) vycházejí obě z Obr. 16: Schéma pro odvození převodového poměru na straně 20.

$$i_{min*} = \frac{D_{spmin*} \cdot D_k}{D_{p*} \cdot D_{skmax*}} \quad (3)$$

$$D_{p*} + D_{spmin*} + D_{skmax*} = |D_k| \quad (4)$$

Dosazením z rovnice (4) pro rozměrový obvod do rovnice (3) pro výpočet převodového poměru dostávám rovnici (5), ze které vypočtu průměr D_{spmin*} , na kterém zabírá planetové kolo do satelitu a zpětným dosazením do rovnice (4) pak i průměr D_{skmax*} , na kterém zabírá korunové kolo do satelitu rovnice (6). Průměr koruny je třeba zadávat se znaménkem mínus znamenajícím, že se jedná o vnitřní záběr.

$$D_{spmin*} = \frac{i_{min*} \cdot D_{p*} (D_k - D_{p*})}{D_k + D_{p*} \cdot i_{min*}} = \frac{|-0,8| \cdot 220 \cdot (|-320| - 220)}{|-320| + 220 \cdot |-0,8|} = 35,48 \text{ mm} \quad (5)$$

$$D_{skmax*} = |D_k| - D_{p*} - D_{spmin*} = |-320| - 220 - 38,26 = 64,52 \text{ mm} \quad (6)$$

Oba výpočty opakují i pro maximální převodový poměr a tím dostávám rozmezí průměrů, na kterém budou planetová korunová kola do kuželu satelitu zabírat.

$$D_{spmax*} = \frac{i_{max*} \cdot D_{p*} (D_k - D_{p*})}{D_k + D_{p*} \cdot i_{max*}} = \frac{|-2,6| \cdot 220 \cdot (|-320| - 220)}{|-320| + 220 \cdot |-2,6|} = 64,13 \text{ mm} \quad (7)$$

$$D_{skmin*} = |D_k| - D_{p*} - D_{spmax*} = |-320| - 220 - 38,26 = 35,87 \text{ mm} \quad (8)$$

Jak je vidět, tak kužel satelitu je skoro plně využit na obě strany převodového poměru. Znamená to, že satelit musí mít malý průměr D_{smin*} menší nebo roven než D_{spmin*} a velký průměr $D_{smax*} \geq D_{skmax*}$. Nyní můžu vypočítat minimální l_{min*} a maximální l_{max*} vzdálenost osy satelitu od osy variátoru (centrálních kol) z rovnice (9) a (10).

$$l_{min*} = \frac{D_{p*}}{2} + \frac{D_{spmin*}}{2} = \frac{220}{2} + \frac{35,48}{2} = 127,74 \text{ mm} \quad (9)$$

$$l_{max*} = \frac{D_{p*}}{2} + \frac{D_{spmax*}}{2} = \frac{220}{2} + \frac{64,13}{2} = 142,06 \text{ mm} \quad (10)$$

Právě v rozmezí l_{min*} a l_{max*} musí být umožněn pohyb osy satelitů. Z rovnice (11) ještě vypočtu minimální funkční délku kužele satelitu l_{smin} pro vrcholový úhel $\alpha_s = 30^\circ$, ta bude muset být ve skutečnosti ještě zvětšená o šířku třecích kol a rezervu pro pohyb.

$$l_{smin} = \frac{D_{smax*} - D_{smin*}}{2 \cdot \tan(\frac{\alpha_s}{2})} = \frac{64,52 - 35,48}{2 \cdot \tan(\frac{30}{2})} = 54,19 \text{ mm} \quad (11)$$

Po výpočtů geometrických veličin budu počítat veličiny kinematické. Některé veličiny, jako jsou obvodové rychlosti planetových a korunových kol, jsou důležité pro následný výpočet součinitele tření, kde vyšší obvodová rychlost kol snižuje výsledný maximální součinitel. Jiné jako jsou maximální otáčky satelitů a maximální otáčky korunových kol jsou rozhodující pro dimenzování ložisek.

Nejprve vypočtu maximální otáčky koruny $n_{outmax*}$ pro vstupní otáčky $n_{in} = 1450 \text{ ot/min}$, ty jsou z rovnice (12) a nastávají pro minimální převodový poměr i_{min*} .

$$n_{outmax*} = \frac{n_{in}}{i_{min*}} = \frac{1450}{(-0,8)} = 1812,5 \text{ ot/min} \quad (12)$$

Maximální otáčky satelitů n_{smax*} jsou při takovém převodovém poměru, kdy planetové kolo zabírá do satelitu na nejmenším průměru, a to je průměr D_{spmin*} . Je to tedy také při nejmenším převodovém poměru. Otáčky n_{smax*} vypočtu z rovnice (13).

$$n_{smax*} = n_{in} \cdot \frac{D_{p*}}{D_{spmin*}} = 1450 \cdot \frac{220}{35,48} = 8991 \text{ ot/min} \quad (13)$$

To jsou sice vysoké otáčky, ale obyčejná valivá kuličková ložiska potřebných rozměru by s tím neměla mít problém. Teď ještě vypočtu odvodovou rychlost planetových v_{op*} kol a maximální obvodovou rychlost korunových kol v_{okmax*} . Z rovnic (14) a (15).

$$v_{op*} = \frac{n_{in} \cdot \pi \cdot D_{p*}}{60000} = \frac{1450 \cdot \pi \cdot 220}{60000} = 16,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14)$$

$$v_{ok*} = \frac{n_{outmax*} \cdot \pi \cdot D_k}{60000} = \frac{1812,5 \cdot \pi \cdot 320}{60000} = 30,36 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (15)$$

3.7.2. Výpočet maximální normálové síly a velikosti kontaktní elipsy

Nyní, když mám spočítány geometrické parametry, můžu přejít k výpočtům kontaktních tlaků. Výpočet udělám na základě článku *Hertzian contact equations for elliptical, spherical and cylindrical contacts* [11]. V tom je na rozdíl od ostatních běžně dostupných zdrojů řešen kontakt dvou obecných elipsoidů s obecným natočením hlavních křivostí vůči sobě. Jsem si vědom toho, že jedním ze základních předpokladů Hertzovy teorie je kontakt bez povrchového tření a tím pádem i bez přenosu tečných sil. Ale jelikož se jedná pouze o návrhový výpočet, kde je nadále spousta dalších neznámých faktorů a výsledná maximální normálová síla se bude dále testovat na testovací převodovce, tak jsem se rozhodl tento výpočet použít. Skutečnosti by třeba lépe vyhovovalo možné řešení v programu pro výpočet metodou konečných prvků, ale já budu nakonec potřebovat tento výpočet provádět pro mnoho průměrů planetových a po celém rozsahu převodového poměru. Což by v MKP řešiči bylo moc zdlouhavé, na rozdíl od analytického Hertzova řešení, které je možné přepsat třeba do programu Microsoft Excel a provést výpočet několika různých geometrií během okamžiku.

Já zde spočítám pouze kontakt planetového a korunového kola se satelitem, ale jen pro minimální převodový poměr i_{min*} . Je to tedy případ, kdy planetové kolo zabírá do satelitu na nejmenším průměru a je to tedy nejhorší místo. Pro tento převodový poměr spočítám i maximální dosažitelný součinitel tření.

Nejdříve je třeba zjistit moduly pružnosti v tahu a Poissonova čísla materiálů, které jsou použity na třecí kola. Já, jak jsem výše psal, použiji materiál 18CrNiMo7-6 cementovaný

a kalený na všechny kola, jak planetová, tak korunová i satelity. Tato ocel má dle materiálových parametrů v KISSoftu modul pružnosti $E = 206000 \text{ MPa}$ a poissonovo číslo $\nu = 0,3$. Já budu ale počítat tak, jako by každé kolo mělo jiné materiálové hodnoty, a to z důvodu, kdybychom se rozhodli materiály jednotlivých kol změnit.

Jako první budu počítat kontakt planetového kola a satelitu. Pro výpočet je nejdříve nutné určit ekvivalentní modul pružnosti E_1^* . Ten se určí z rovnice (16), kde E_1 a E_2 jsou moduly pružnosti a ν_1 a ν_2 jsou Poissonova čísla materiálu planetového kola a satelitu.

$$\frac{1}{E_1^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} = \frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^{11}} \Rightarrow E_1^* = 1,13 \cdot 10^{11} \text{ MPa} \quad (16)$$

Dále je nutné určit maximální a minimální hlavní poloměry stykových ploch planetových kol a satelitů. Na planetových kolech je maximální hlavní poloměr R_1' (ten větší) zaoblení kontaktních ploch, jak jsem psal výše je to poloměr 200 mm. Minimální hlavní poloměr R_1'' je pak poloměr samotného kola s hodnotou $\frac{D_{p*}}{2} = 110 \text{ mm}$. Maximální hlavní poloměr satelitů R_2' vlastně není poloměr, ale rovina, a proto je možné dosadit nekonečno. Pro výpočet dosazuji číslo tisíckrát větší než minimální hlavní poloměr R_2'' což je poloměr, na kterém se planetové kolo dotýká se satelitem pro i_{min*} , je to poloměr $\frac{D_{spmin*}}{2} = 17,73 \text{ mm}$. Pro další výpočet je třeba vypočítat čísla A_1 a B_1 , kde číslo A_1 reprezentuje ekvivalentní maximální hlavní poloměr, který se spočítá z rovnice (17) a číslo B_1 pak reprezentuje ekvivalentní minimální hlavní poloměr, který spočítám z rovnice (18). Do výsledného výpočtu je pak ještě třeba dosadit ekvivalentní relativní poloměr křivosti R_{e1} a ten spočítám z rovnice (19).

$$A_1 = \frac{1}{R_{12}'} = \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} = \frac{1}{200} + \frac{1}{17000} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1} \quad (17)$$

$$B_1 = \frac{1}{R_{12}''} = \frac{1}{R_1''} + \frac{1}{R_2''} = \frac{1}{110} + \frac{1}{17,73} = 0,0655 \text{ mm}^{-1} \quad (18)$$

$$R_{e1} = \left[A_1 \cdot B_1 \left(\frac{A_1 + B_1}{2} \right) \right]^{-\frac{1}{3}} = \left[5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0655 \left(\frac{5 \cdot 10^{-3} + 0,0655}{2} \right) \right]^{-\frac{1}{3}} = 44,17 \text{ mm} \quad (19)$$

Tyto rovnice je pro výpočet čísel A a B možno použít pouze pokud jsou shodné úhly maximálních a minimálních hlavních poloměrů, a to je v tomto případě splněno. Pokud je $B_1 < A_1$, je nutné mezi sebou hodnoty součinitelů prohodit. Výsledný vztah pro výpočet kontaktního napětí P_1 je vzorec (20). V tomto vzorci je normálová zátěžná síla označena jako P.

$$P_1 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{6 \cdot F_1 E_1^{*2}}{R_{e1}^2} \right) \quad (20)$$

Já ale nebudu počítat výsledný tlak, ale sílu potřebnou pro vytvoření maximálního kontaktního tlaku $P_1^* = 1555 \text{ MPa}$. Výsledný vzorec pro výpočet této síly je v rovnici (21). Normálová síla F_{N1}^* je síla, která bude působit v jednom doteku planetového kola a satelitu.

$$F_{N1}^* = P_1^* \frac{R_{e1}^2 \pi^3}{6E_1^{*2}} = 1555^3 \frac{44.17^2 \pi^3}{6 \cdot 113190^2} = 2960,02 \text{ N} \quad (21)$$

Celý tento výpočet opakují i pro styk satelitu a korunového kola. Průměr korunového kola D_k dosazují také v záporné hodnotě, protože se jedná o vnitřní záběr a křivost je tak obrácená, než se v odvození uvažuje. Pro modul pružnosti a Poissonovo číslo materiálu satelitu odpovídá index 2, jako tomu bylo v předešlém výpočtu. Index 4 je pro korunové kolo. Poloměry s indexem 3 jsou pro satelit pod korunovým kolem a s indexem 4 pro korunové kolo. Výpočet ekvivalentního modulu pružnosti je v rovnici (22). V rovnicích (23) až (25) pak počítám geometrické vlastnosti ekvivalentní relativní poloměr.

$$\frac{1}{E_2^*} = \frac{1 - \nu_3^2}{E_3} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} = \frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1 - 0,3^2}{2,06 \cdot 10^{11}} \Rightarrow E_2^* = 1.13 \cdot 10^{11} \text{ MPa} \quad (22)$$

$$A_2 = \frac{1}{R'_{34}} = \frac{1}{R'_3} + \frac{1}{R'_4} = \frac{1}{200} + \frac{1}{35000} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^{-1} \quad (23)$$

$$B_2 = \frac{1}{R''_{34}} = \frac{1}{R''_3} + \frac{1}{R''_4} = \frac{1}{-165} + \frac{1}{35.87} = 0,0247 \text{ mm}^{-1} \quad (24)$$

$$R_{e2} = \left[A_2 \cdot B_2 \left(\frac{A_2 + B_2}{2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} = \left[5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0247 \left(\frac{5 \cdot 10^{-3} + 0,0247}{2} \right) \right]^{\frac{1}{3}} = 81,5 \text{ mm} \quad (25)$$

Nyní zase vypočítám normálovou sílu F_{N2}^* , která vytvoří maximální kontaktní tlak právě $P_2^* = 1555 \text{ MPa}$ (rovnice (26)).

$$F_{N2}^* = P_2^* \frac{R_{e1}^2 \pi^3}{6E_1^{*2}} = 1555^3 \frac{81,5^2 \pi^3}{6 \cdot 113190^2} = 10\,049,34 \text{ N} \quad (26)$$

Tedy, když mám spočítané maximální normálové síly pro oba kontakty F_{N1}^* a F_{N2}^* , je nutné zvolit výslednou velikost sil, kterou můžou být k sobě kola přitlačována. Satelit není ve směru od středu a ke středu variátoru držený žádným uložením. V tomto směru na něj působí pouze síly vzniklé kontaktem s planetovým a korunovým kolem. To znamená, že síly z obou dotyků musí být v rovnováze a tím pádem skutečná maximální síla vzhledem k maximálním kontaktním tlakům působící v obou kontaktech musí být stejná a rovná té menší z nich. V tomto případě tedy:

$$F_{N1} = F_{N2} = F_N = \min(F_{N1}^*; F_{N2}^*) = \min(2\,960,02; 10\,049,34) = 2\,960,02 \text{ N} \quad (27)$$

Nyní tedy mám skutečnou normálovou sílu, která bude v obou kontaktech působit. Pro další výpočty je ale ještě nutné zpětně dopočítat kontaktní tlak v obou kontaktech. V tomto případě, kdy je zachována síla mezi planetovým kolem a satelitem, zůstane v tomto kontaktu původní uvažovaný tlak $P_1 = P_1^* = 1\,555 \text{ MPa}$. A tlak v kontaktu mezi satelitem a korunou poklesne. Výsledný tlak P_1 spočítám z rovnice (28).

$$P_2 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{6 \cdot F_{N2} E_{52}^*}{R_{e2}^2} \right) = \frac{1}{\pi} \left(\frac{6 \cdot 2\,960,02 \cdot 113190^2}{81,5^2} \right) = 1033,8 \text{ MPa} \quad (28)$$

Kontaktní tlaky a elementární normálové síly budou směrem od středu elipsy dotyku klesat až na okraj dotykové elipsy. Aby byl kontakt plně využitý, je třeba, aby planetová a korunová kola byla v dotykovém místě dostatečně široká. Tím, že kola budou širší, než dotyková elipsa a kontaktní tlak, potažmo deformace bude postupně od středu klesat až k 0, nebude na kraji dotyku na satelitu vznikat vrub, který by měl negativně ovlivňovat únavové vlastnosti. Je tedy třeba spočítat velikost poloos dotykové elipsy mezi planetovým kolem a satelitem a_1 a b_1 . Výpočet velikosti poloos závisí, podobně jako kontaktní tlak, na geometrii stykových ploch a normálové síle. V článku *Analysis of elliptical Hertzian contact* [14] se velikosti nepočítají přímo, ale počítá se pouze součin a podíl obou velikostí, jedná se o vzorce (29) a (30).

$$\sqrt{a_1 b_1} = \left[\frac{3 \cdot F_{N1} \cdot R_{e1}^2}{E_1^{*2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (29)$$

$$\left(\frac{b_1}{a_1} \right) = \left(\frac{A_1}{B_1} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (30)$$

Tyto rovnice je nutné do sebe dosadit a vypočítat tak velikost poloosy a_1 a b_1 . Pokud platí, že $A_1 > B_1$, pak je poloosa a_1 hlavní leží ve směru ve, kterém jsou větší poloměry kontaktních ploch. V tomto případě leží v rovině rovnoběžné s osou variátoru (osou centrálních kol). Vedlejší poloosa b_1 je na ni kolmá. Velikost hlavní poloosy vypočtu ze vzorce (31) a vedlejší ze vzorce (32).

$$a_1 = \frac{\left[\frac{3 \cdot F_{N1} \cdot R_{e1}}{E_1^*} \right]^{\frac{1}{3}}}{\left[\frac{B_1}{A_1} \right]^{\frac{1}{3}}} = \frac{\left[\frac{3 \cdot 2\,960,02 \cdot 44,17}{113190} \right]^{\frac{1}{3}}}{\left[\frac{0,0655}{5 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}}} = 2,24 \text{ mm} \quad (31)$$

$$b_1 = \left(\frac{A_1}{B_1} \right)^{\frac{2}{3}} a_1 = \left(\frac{5,059 \cdot 10^{-3}}{0,0655} \right)^{\frac{2}{3}} 2,24 = 0,405 \text{ mm} \quad (32)$$

Stejně je nutné spočítat velikost kontaktní elipsy i pro styk korunového kola a satelitu. Hlavní poloosa a_2 je z rovnice (33) a vedlejší b_2 z rovnice (34).

$$a_2 = \frac{\left[\frac{3 \cdot F_{N2} \cdot R_{e2}}{E_2^*} \right]^{\frac{1}{3}}}{\left[\frac{B_2}{A_2} \right]^{\frac{1}{3}}} = \frac{\left[\frac{3 \cdot 2\,960,02 \cdot 81,51}{113190} \right]^{\frac{1}{3}}}{\left[\frac{0,0247}{5 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{3}}} = 1,99 \text{ mm} \quad (33)$$

$$b_2 = \left(\frac{A_2}{B_2} \right)^{\frac{2}{3}} a_2 = \left(\frac{5 \cdot 10^{-3}}{0,0247} \right)^{\frac{2}{3}} 2,28 = 0,687 \text{ mm} \quad (34)$$

Zatím vypočtené hodnoty hlavních poloos ale nemusí být konečnou volbou pro šířku kol, protože v závislosti na požadovaném poloměru se budou měnit jak geometrické

parametry, tak silové a výsledné kontaktní elipsy budou pokaždé jiné a ve výsledku bude nutné zvolit nejvyšší hodnotu, která se v celém převodovém poměru vyskytne. Nesmíme ale zapomenout, že spočítaná velikost je pouze poloosa, a výsledné kolo bude muset mít šířku nejméně dvojnásobnou. [14]

3.7.3. Výpočet součinitele tření při použití trakční kapaliny

Podklady pro výpočet součinitele tření při použití trakčních kapalin (olejů) jsem bral z článku *Regression analysis of traction characteristic of two traction fluids* [12]. Tento článek pochází z roku 1983 a autoři se zabývají zkoušením a měřením maximálního součinitele tření a tzv. m faktorem, určujícím sklon křivky závislosti poměrného skluzu na aktuálním součiniteli tření. Jedná se tedy o starý článek, ale například zkoušenou kapalinu SANTOTRAC 50 je možné stále sehnat. Autoři vytvořili na základě měření regrese obou veličin.

Regrese pro výpočet součinitele tření je v rovnici (35). Obsahuje celkem 8 konstant (C_1 až C_8) násobených různými parametry kontaktu. Rovnice (36) je regrese pro výpočet sklonu křivky m relativního prokluzu, ve které jsou také použity konstanty K_1 až K_7 ,

$$\mu = C_1 + C_2 P_0 + C_3 P_0^2 + C_4 v_{00} + C_5 v_{00}^2 + C_6 T + C_7 k + C_8 \frac{\omega_s \sqrt{ab}}{v_{00}} \quad (35)$$

$$m = K_1 + K_2 P_0 + K_3 \ln(P_0) + K_4 v_{00} + K_5 v_{00}^2 + K_6 T + K_7 k \quad (36)$$

Kde P_0 je maximální kontaktní tlak (Hertzův tlak) v jednotkách GPa, v_{00} je rychlost v místě kontaktu ve směru tečném k ose rotace a T je teplota ve °C. Pro výpočet uvažuji, že se olej při provozu převodovky ohřeje na teplotu 50 °C. Výsledná teplota ale bude záviset na tvaru a rozměrech skříně, na okolní teplotě a hlavně na ztrátách ve variátoru. Právě ztrátami se bude celý variátor ohřívat. Ke ztrátám bude pravděpodobně nejvíce

Tab. 1: Konstanty pro výpočet součinitele tření [11]

Konstanta	Hodnota	Konstanta	Hodnota
C_1	0,0726	K_1	101,4
C_2	0,0477	K_2	-45,49
C_3	-0,0102	K_3	69,44
C_4	$-6,92 \cdot 10^{-4}$	K_4	0,289
C_5	$2,74 \cdot 10^{-6}$	K_5	$1,3 \cdot 10^{-3}$
C_6	$-2,13 \cdot 10^{-4}$	K_6	$6,63 \cdot 10^{-2}$
C_7	$-3,41 \cdot 10^{-4}$	K_7	-1,24
C_8	-1,22	SANTOTRAC 50	

přispívat poměrný skluz v záběru kol. Součinitel k je součinitel zohledňující poměry velikostí poloos kontaktní elipsy $k = a/b$. Úhlová rychlost ω_s je rychlost vniklá spinem na kontaktní elipse, způsobeným rozdílnými obvodovými rychlostmi na krajích třecích kol. Já jsem se rozhodl počítat součinitel tření a sklon křivky relativního skluzu pro olej SANTOTRAC 50. Z grafů v článku [12] vyplývá, že s tímto olejem je možné dosáhnout vyššího součinitele tření, než při použití oleje TDF-88. Avšak olej SANTOTRAC je citlivější na spin a při rostoucím

spinu hodnota součinitele tření výrazněji klesá. Hodnoty konstant C1 až C8 a K1 až K7 pro olej SANTOTRAC 50 je možné najít v *Tab. 1: Konstanty pro výpočet součinitele tření [11]*.

Pro výpočet součinitele tření mezi planetovým kolem a satelitem je ještě třeba spočítat spinovou rychlost. To je úhlová rychlost, kterou se kontaktní elipsy otáčejí proti sobě. Při výpočtu vyjdeme z toho, že středy elips mají stejnou rychlost a na krajích je rychlost jiná, vlivem různého poloměru. Úhlová rychlost nezávisí na tom, v jakém místě na elipse se počítá, ale pouze na rozdílu průměru. Já tedy budu počítat na krajích kontaktní elipsy, tedy ve vzdálenosti a_1 délky hlavní poloosy kontaktní elipsy. Rozdíl rychlostí mezi planetovým kolem a satelitem ve vzdálenosti a_1 od středu kontaktní elipsy je dána rovnicí (37).

$$\Delta v_1 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot n_{in} \cdot 2 \cdot a_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{60\,000} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 1\,450 \cdot 2 \cdot 2,24 \cdot \sin\left(\frac{30}{2}\right)}{60\,000} = 0,176 \, m \cdot s^{-1} \quad (37)$$

Tuto rychlost je třeba ještě přepočítat na úhlovou rychlost ω_{s1} přes vztah (38).

$$\omega_{s1} = \frac{1\,000 \cdot \Delta v_1}{a_1} = \frac{1\,000 \cdot 0,18}{2,24} = 78,6 \, s^{-1} \quad (38)$$

Teď již můžu spočítat maximální součinitel tření mezi planetovým kolem a satelitem μ_{1max} , při působícím tlaku P_1 . Tento výpočet je v rovnici (39). Velikosti poloos $a_1 b_1$ je při výpočtu spinového účinku nutné dosadit v metrech.

$$\begin{aligned} \mu_{1max} &= C_1 + C_2 P_1 + C_3 P_1^2 + C_4 v_{op}^* + C_5 v_{op}^{*2} + C_6 T + C_7 \frac{a_1}{b_1} + C_8 \frac{\omega_{s1} \sqrt{a_1 b_1}}{v_{op}} \\ \mu_{1max} &= 0,0726 + 0,0477 \cdot 1,555 - 0,0102 \cdot 1,555^2 - 6,92 \cdot 10^{-4} \cdot 16,7 + 2,74 \cdot 10^{-6} \cdot 16,7^2 - 2,13 \\ &\quad \cdot 10^{-4} \cdot 50 - 3,41 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2,24}{0,405} - 1,22 \frac{78,6 \sqrt{0,00224 \cdot 0,000405}}{16,7} \\ \mu_{1max} &= 0,09323 \end{aligned} \quad (39)$$

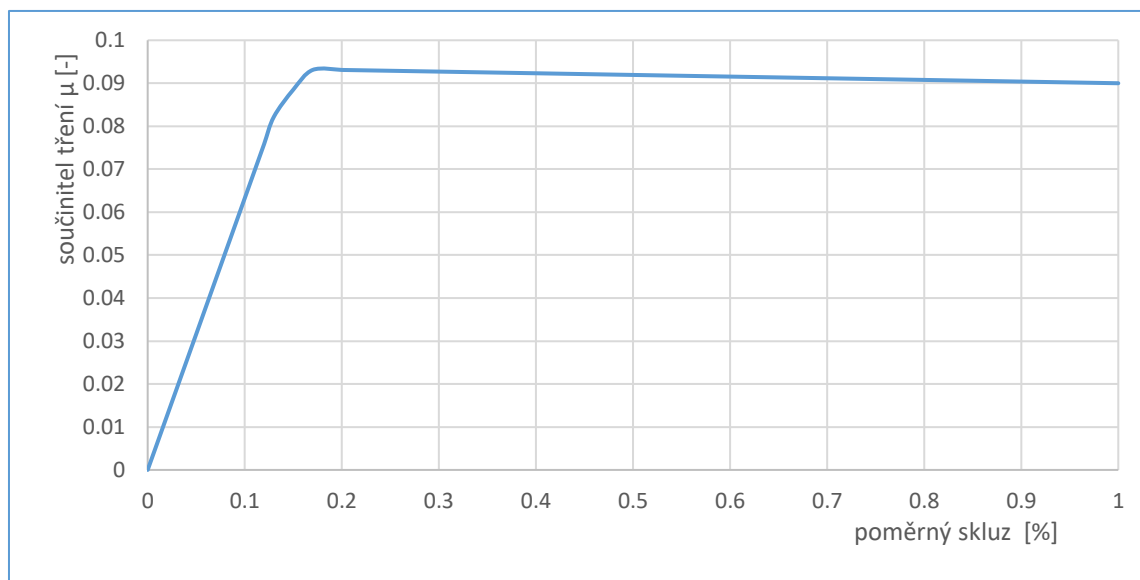
Stejný výpočet provedu ještě pro kontakt mezi korunovým kolem a satelitem, kde dosadím hodnoty tlaku $P_2 = 1\,009 \, MPa$ a i ostatní hodnoty pro korunové kolo. Výsledný součinitel tření v tomto kontaktu pak vychází $\mu_{2max} = 0,0627$. To, že je součinitel tření pro korunu menší, je dáno zejména nižším kontaktním tlakem a vyšší obvodovou rychlostí.

Pro představu o hodnotě účinnosti přenosu síly z jednoho kola na druhé vytvořím graf závislosti poměrného skluzu na aktuálním součiniteli. Na to bude třeba spočítat směrnice křivky poměrného skluzu, v článku [11] označeném jako m . Tuto hodnotu budu počítat pouze pro kontakt planetového kola a satelitu. Výpočet sklonu je v rovnici (40).

$$\begin{aligned} m &= K_1 + K_2 P_1 + K_3 \ln(P_1) + K_4 v_{op} + K_5 v_{op}^2 + K_6 T + K_7 \cdot (a_1/b_1) \\ m &= 101,4 - 45,49 \cdot 1,555 + 69,45 \cdot \ln(1,555) + 0,289 \cdot 16,7 + 1,3 \cdot 10^{-3} \cdot 16,7^2 \\ &\quad + 6,63 \cdot 10^{-3} \cdot 50 - 1,24 \cdot 2,24/0,405 \\ m &= 63,22 \end{aligned} \quad (40)$$

Hodnota $m = 63,22$ je směrnici křivky, která vychází v bodu $[0, 0]$ jak je vidět z Obr. 18: Graf závislosti poměrného prokluzu na součiniteli tření [12] na straně. 22. Hodnoty, v blízkosti maximálního dosažitelného součinitele tření $\mu_{1max} = 0,0932$ nejsou spočítané, ale pouze dle tvaru křivky odhadnuté.

Graf 2: Závislost poměrného skluzu na aktuálním součiniteli tření



Tento graf platí pouze pro skluz mezi planetovým kolem a satelitem a odpovídá tak pouze pro hodnoty toho styku. Z grafu je vidět, že skluzy jsou malé a při maximálním dosažitelném součiniteli tření $\mu_{1max} = 0,0932$ je skluz 0,17 %, což by odpovídalo účinnosti přenosu 99,83 %. Ve skutečnosti však bude celková účinnost převodu z planetového kola na satelit ještě podstatněji snížena valivým odporem a spinem na kontaktní ploše. Z tohoto důvodu nebudu křivku poměrného skluzu počítat pro žádný jiný kontakt a graf je zde pouze pro představu jakou hodnotu by skluz mohl mít.

3.7.4. Výpočet maximálního přenášeného výkonu

Přenášený výkon budu počít na základě maximálního vstupního momentu, který může variátor přenést pro celý svůj převodový rozsah. Budu vycházet z tečných sil na obvodu planetového a korunového kola. Oba výpočty se musí od sebe oddělit a zjistit tak, jaký může být moment na vstupu (planetě) a jaký na výstupu (koruně).

Variátor bude obsahovat dvě planetová a dvě korunová kola a čtveřici dvojitých satelitů. Počet kontaktů, který bude přenášet výkon z planetových kol na satelity, bude osm, stejně jako počet kontaktů ze satelitů na korunové kolo.

Nejdříve spočítám maximální přenositelnou odvodovou sílu v jednom kontaktu planetového kola a satelitu z rovnice (41).

$$F_{o1} = F_{N1} \cdot \mu_{1max} = 2\,960,02 \cdot 0,0932 = 275,9\,N \quad (41)$$

Tuto sílu pak vynásobím počtem satelitů $x_s = 4$ a počtem planetových kol $x_p = 2$. Výslednou sílu přepočítám pomocí průměru planetového kola na krouticí moment (rovnice (42)) a dostanu moment, který je možné přenést ze vstupního hřídele na satelity.

$$M_{in}^* = F_{o1} \cdot x_s \cdot x_p \frac{D_p^*}{2} = 299,6 \cdot 4 \cdot 2 \cdot \frac{220}{2000} = 243,01 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (42)$$

Tento spočítaný moment ale nemusí být nutně výsledný maximální vstupní moment. Ten může být ještě snížen z důvodu omezení přenositelného momentu na výstupu. Proto obdobně spočítám i přenositelný moment ze satelitů na korunová kola (43), kde $x_k = 2$ je počet korunových kol.

$$M_{out}^* = F_{N2} \cdot \mu_{2max} \cdot x_s \cdot x_k \frac{D_k}{2} = 2\,960,02 \cdot 0,0762 \cdot 4 \cdot 2 \cdot \frac{320}{2000} = 288,97 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (43)$$

Pro porovnání, na kterém z momentů bude záležet výsledný maximální přenášený moment ze vstupu variátoru na výstup je nutné nyní spočítaný výstupní moment převést na hodnotu krouticího momentu, který by byl třeba na vstupu při daném převodovém poměru k vytvoření spočítaného výstupního momentu. Tento moment spočítám z rovnice (44).

$$M_{eout} = \frac{M_{out}^*}{i_{min*}} = \frac{288,97}{0,8} = 361,21 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (44)$$

Ted' můžu momenty M_{in}^* a M_{eout}^* porovnat a rozhodnout, jaký bude maximální výsledný vstupní moment M_{in} . Je to ten menší z obou momentů. V tomto případě $M_{in} = M_{in}^* = 243,01 \text{ N} \cdot \text{m}$. Tento moment je možné přivést na vstup bez toho, aby při dané přitlačné síle kol došlo k prokluzům ve variátoru. Pro kompletní výsledky je možné spočítat výsledný krouticí moment na výstupu (rovnice (45)). Při výpočtu uvažuji, že se moment přenáší se 100 % účinností.

$$M_{out} = M_{in} \cdot i_{min*} = 243,01 \cdot 0,8 = 194,41 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (45)$$

Tím by mohl výpočet skončit, ale já jsem se ještě rozhodl, že pro větší přehlednost přepočítám moment na výkon. Dostaneme tak větší přehled o velikosti přenášených sil. Výkon budu počítat, jak jsem již výše psal, pro otáčky $n_{in} = 1450 \text{ ot/min}$. Výpočet přenášeného výkonu P pro daný převodový poměr je v rovnici (46).

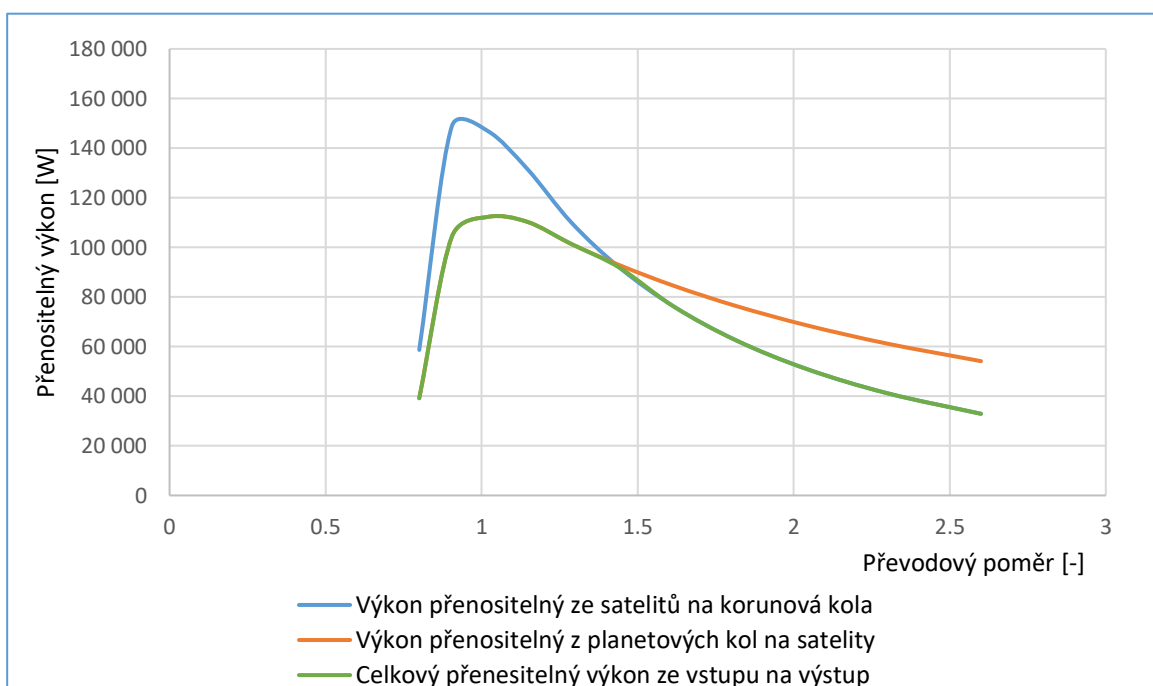
$$P = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{in}}{60} \cdot M_{in} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1450}{60} \cdot 243,01 = 36596 \text{ W} = 36,60 \text{ kW} \quad (46)$$

Tento výkon je konečný výkon, který je možné variátorem přenést při daném převodovém poměru.

3.7.5. Průběhy výkonu a axiální přítlačná síla

V předchozích částech kapitoly jsem vypočítal všechny potřebné hodnoty pro výpočet přenositelného výkonu, ale pouze pro jeden převodový poměr a to $i_{min*} = 0,8$. Nyní tedy tyto výpočty provedu pro celý převodový rozsah variátoru. K tomu použiji program Microsoft Excel. Ten mi dovolí provést výpočty pro mnoho vstupních hodnot velice rychle. Přenositelný výkon variátoru v závislosti na převodovém poměru je na *Graf 3: Přenositelný výkon při maximálních kontaktních tlacích*. Tento graf znázorňuje, jaká by mohla být křivka výkonu při dodržení kontaktního tlaku 1,555 GPa na jedné dvojici kol, a to buď na planetových nebo na korunových.

Graf 3: Přenositelný výkon při maximálních kontaktních tlacích

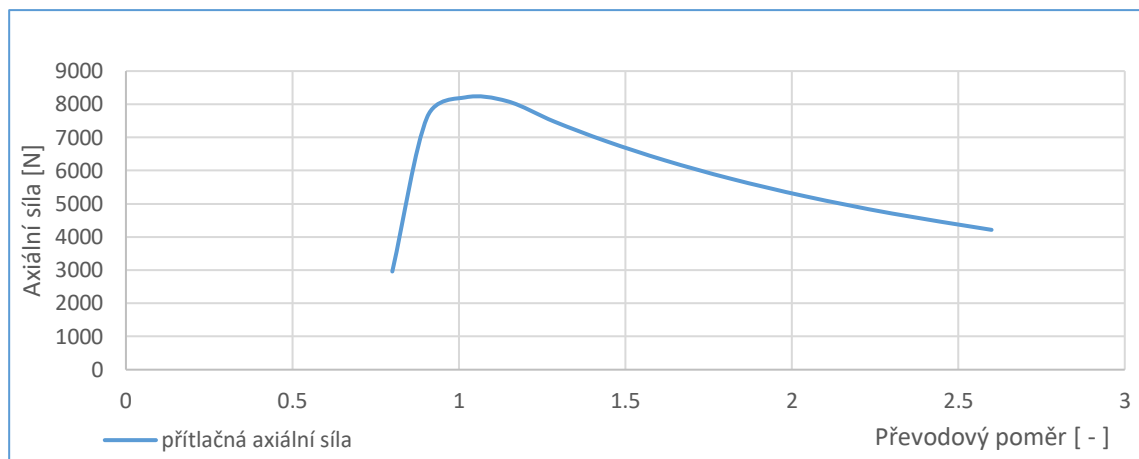


Na grafu je vidět, že při převodovém poměru od 0,8 do 1,44 je celkový přenositelný výkon dán omezením na planetových kolech, při vyšších převodových poměrech je pak omezeným korunovými koly. Tento graf je však spočítán, jak jsem výše psal, pro dodržení maximálních kontaktních tlaků a tím pádem maximálních normálových sil. Nyní tedy ještě spočítám potřebnou axiální sílu působící na jedno planetové kolo pro vytvoření potřebných normálových sil (rovnice (47)). Sílu budu počítat pouze na jedno planetové kolo, a to z důvodu, že ovládání kol bude kola odtlačovat směrem od sebe. Reakce síly se tedy nebude přenášet do rámu, ale zachytí ji druhé kolo, a tak v ovládání stačí vyvodit pouze sílu potřebnou pro jedno kolo. Axiální síla závisí pouze na vrcholovém úhlu satelitů a požadované normálové síle. Axiální síla na korunové kolo tak bude stejná, jako axiální síla na kolo planetové.

$$F_{ap} = F_{ak} = F_a = x_s \cdot F_{N1} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 4 \cdot 2\,960,02 \cdot \sin\left(\frac{15}{2}\right) = 3\,064,4 \text{ N} \quad (47)$$

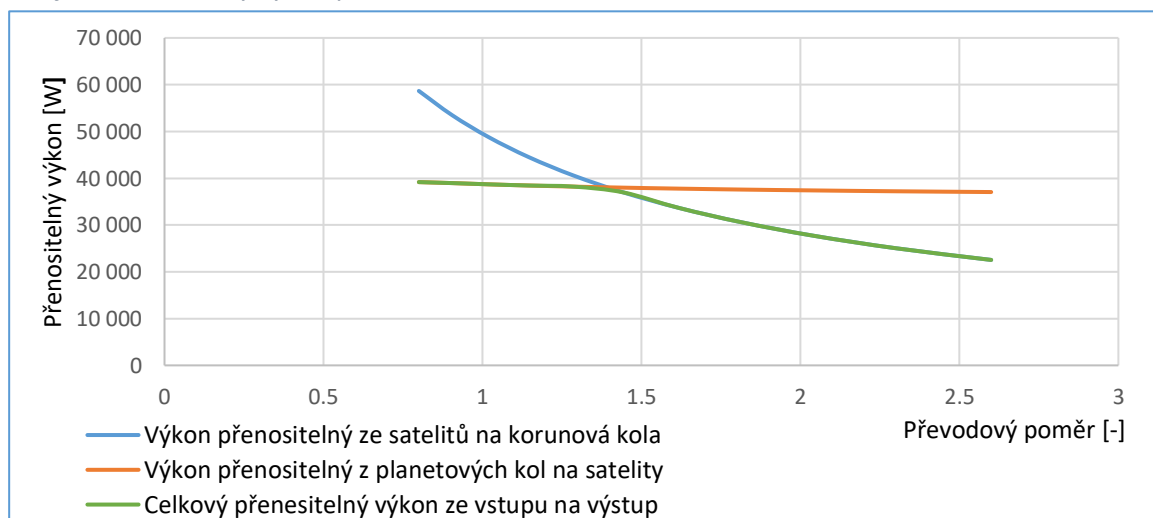
Tato vypočítaná síla je zase jenom axiální síla pro minimální převodový poměr $i_{min*} = 0,8$. Pro výpočet průběhu síly použiji zase Microsoft Excel. Výsledný průběh maximální axiální síly je v Graf 4: Závislost maximální axiální síly na převodovém poměru.

Graf 4: Závislost maximální axiální síly na převodovém poměru



Z grafu vyplývá, že axiální síla se v průběhu převodového poměru výrazně mění. Sílu takto měnit by bylo možné pouze při hydraulickém ovládání, a to by stejně muselo být řízeno elektronicky. Při jednoduchém mechanickém ovládání, které je znázorněno v původní skice na Obr. 13: Původní skica planetového spojitého převodu na straně 16., se přítláčná síla neboli předpětí variátoru nastaví při montáži variátoru pomocí pootáčení ovládacích šroubů proti sobě. Pokud tedy budeme uvažovat, že šrouby mají stejné stoupání a ve variátoru nedochází k elastickým deformacím (tomuto problému se budu věnovat dále), tak je axiální síla konstantní pro celý rozsah převodového poměru. Výsledná axiální síla je tak daná minimální hodnotou axiální síly na celém rozsahu. Jak je tedy zřejmé z grafu, tato síla nastává při minimálním převodovém poměru. Křivka přenositelného výkonu při konstantní axiální síle $F_a = 3\,064,4\text{ N}$ je v Graf 5: Přenositelný výkon při konstantní axiální síle.

Graf 5: Přenositelný výkon při konstantní axiální síle

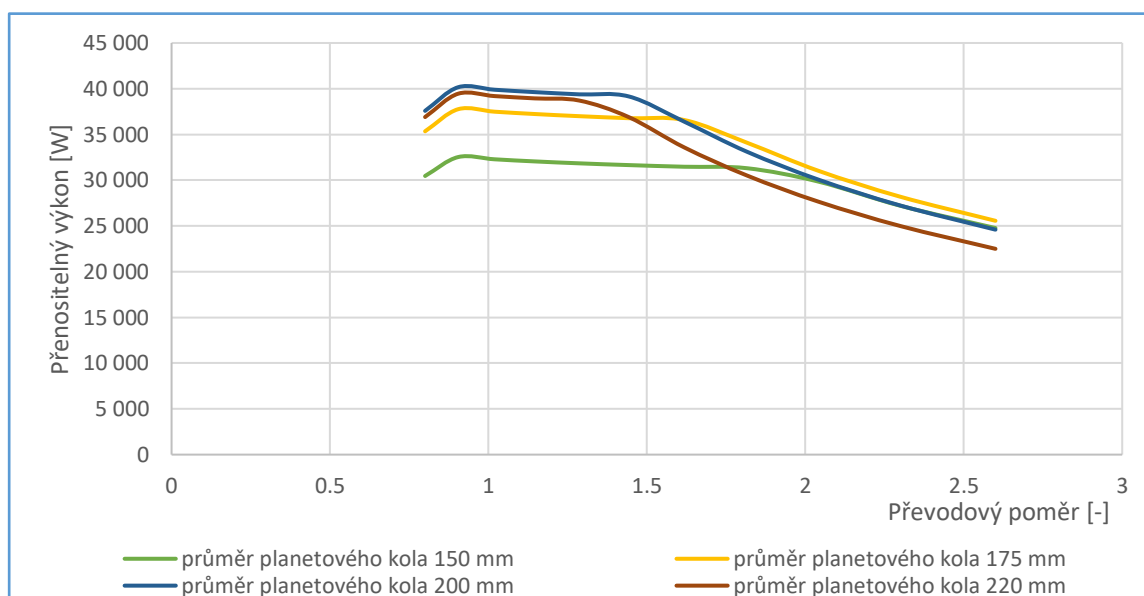


3.7.6. Optimalizace průměru planetových kol

Přenositelný výkon na celém rozsahu variátoru s konstantním předpětím a průměrem planetového kola 220 mm je 22,50 kW. Já se budu snažit tento výkon co nejvíce zvýšit. Proměnným parametrem bude právě průměr planetových kol. Tento rozměr nebude mít přímý vliv na celkové rozměry variátoru. Kromě požadavku na maximální výkon je nutné také uvážit velikost mezery mezikruží tvořeného planetovými korunovými koly. Do tohoto prostoru je nutné umístit ovládací mechanismy třecích kol a propojovací tyče desek unašeče satelitů. Na druhou stranu, pokud budu průměr planetových kol za účelem zvýšit přenositelný výkon moc zmenšovat, narazím na problém s průměrem satelitu. Se zmenšujícím se průměrem planetového kola budou růst průměry kuželů satelitu a může dojít k tomu, že do mezikruží nepůjde rozmístit 4 satelity a tím pádem klesne počet stykových míst a výkon razantně klesne.

V Graf 6: Přenositelný výkon pro různé průměry planetového kola jsou křivky výkonu vypočítané pro různé průměry planetových kol. Jelikož je ale právě průměr planetového kola jedna z prvních vstupních veličin, mění se tak úplně vše od průměru a otáček satelitu, přes normálové síly velikosti kontaktních elips, až po součinitel tření, axiální předpínací sílu a přenášený výkon.

Graf 6: Přenositelný výkon pro různé průměry planetového kola



Pro přehlednost grafu jsem některé hodnoty průměru do grafu neuvedl. Ale jak je vidět, tak křivky výkonů se pro průměry planetového kola 150 a 200 mm na konci kryjí a podle mé úvahy jsou od maxima vzdáleny stejně a maximum je tedy přesně uprostřed. I výpočty ukazují, že nejvyšší výkon je schopný přenést variátor s průměrem planetových kol 175 mm. Pro tento průměr vzroste maximální přenositelný výkon na 25,56 kW, oproti 22,50 kW pro variátor s průměrem planetových kol 220 mm. Poslední verze variátoru tak bude mít průměr planetových kol $D_p = 175 \text{ mm}$. Tím pádem ale všechny dříve vypočtené hodnoty průměrů kuželů satelitů, otáček, normálových sil a součinitelů tření neplatí, a jsou

zde jen pro ukázkou postupu výpočtu. Nové hodnoty dříve vypočtených parametrů pro celý rozsah variátoru shrnu v tabulce v kapitole 3.11.

3.8. Nová konstrukce ovládání změny převodového poměru variátoru

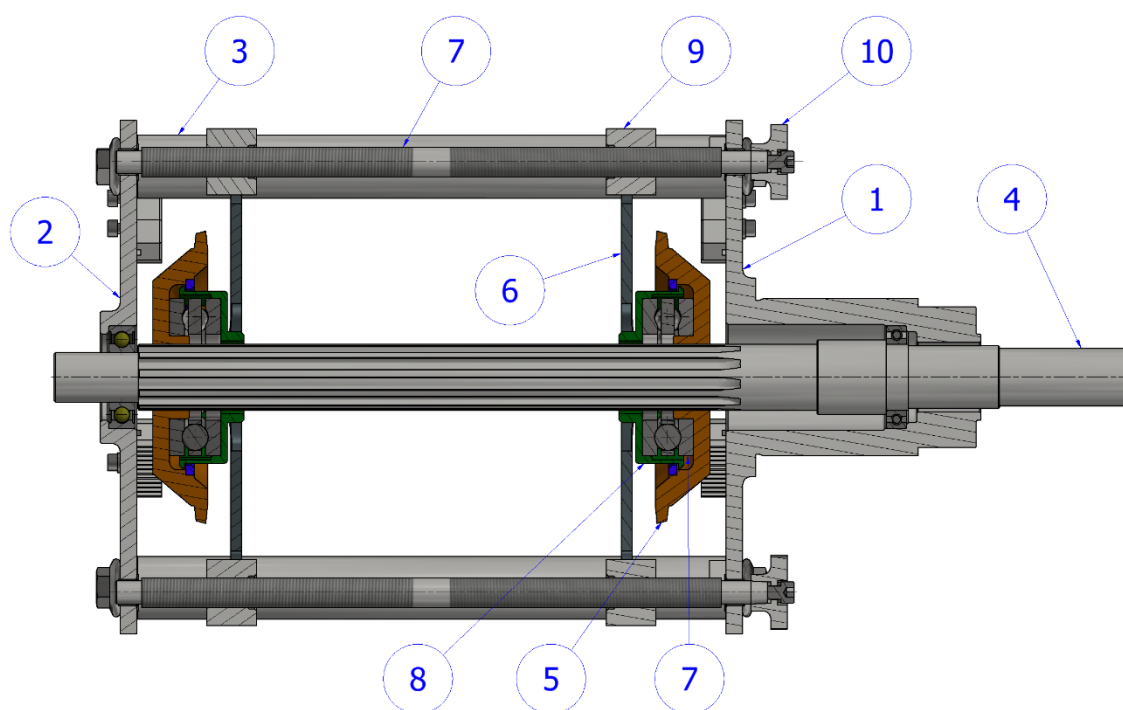
Při průměru planetových kol 175 mm a použití řízení naskicovaném na původní skice na Obr. 13: *Původní skica planetového spojitého převodu* na straně 16, by nebylo možné do mezikruží planetových a korunových kol vměstnat 4 satelity, dostatečný počet propojovacích tyčí desek unašeče a ovládání planetových a korunových kol. Z toho důvodu a z již zmíněných problémů s otáčkami, uložením, tuhostí, kontaktními tlaky na čepech ovládaní třecích kol a předpokládanými vysokými ztrátami v ovládání, jsme se rozhodli celou konstrukci a princip ovládání změny převodového poměru přepracovat.

Podmínkou pro nový design bylo zachovat mechanické ovládání, minimalizovat ztráty v přenosu výkonu vlivem ovládacího mechanismu a možnost měnit předpínací axiální sílu v závislosti na aktuálním převodovém poměru. V neposlední řadě také možnost použít čtveřici satelitu v kombinaci s planetovými koly s průměrem 175 mm.

Dalším problémem, na který jsme přišli, byla malá deformace, která je třeba k vytvoření požadovaného předpětí. Například k dosažení maximálního kontaktního tlaku 1 555 MPa mezi planetovým kolem a kuželem satelitu se musí tělesa k sobě přiblížit jen o 0,0055 mm. Ve výsledku by k předepnutí variátoru na požadované kontaktní tlaky stačilo posunout planetové kolo o cca 0,043 mm. To by až tak nevadilo, pokud by se kola neposouvala. Problém ale nastává při pohybu kol. Jednak se mění tuhost ovládacích šroubů vlivem změny délky zatížené části a tím i výsledná délka šroubu a posuv. Pokud budou ovládací šrouby planetových a korunových kol shodné, bude se tato změna délky sice kompenzovat, ale výslednou sílu by ještě ovlivňovala deformace kuželů satelitu. Pokud je planetové kolo přesně naproti korunovému kolu, k deformaci kuželu satelitu nedochází. Při krajním převodovém poměru ale zabírá planetové kolo na jedné straně a korunové kolo na straně druhé. Tím pádem dochází k průhybu kužele satelitu a přitlačná síla klesá. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl do konstrukce vložit člen s nízkou tuhostí (pružný člen). Deformace tohoto členu zajistí, že se ovládací matice planetových kol bude muset pohnout řádově o jednotky milimetrů, pro vytvoření potřebné síly. Tato deformace pak bude kompenzovat průhyby kuželů a deformace ovládacích šroubů. Zajistí se tím v podstatě konstantní přitlačná axiální i normálová síla bez ohledu na deformace ostatních částí variátoru.

K posunu planetových kol jsme se rozhodli zase použít dvojici pohybových šroubů. Šrouby budou uloženy axiálně volně v kluzných pouzdrech v deskách unašeče satelitů. Tato axiální vůle zabezpečí, že šrouby budou udávat pouze vzdálenost planetových kol od sebe, nikoliv přesně jejich polohu. Kola budou tzv. plovoucí. Kola se tak usadí na místě, kde budou nejlépe vyvážena a nebudou způsobovat síly plynoucí z přeurení mechanismu. Pohybové šrouby budou opatřeny speciálními maticemi, o které bude zapřena spojovací páka. Tato páka bude právě pružný díl. Páka bude uprostřed zapřena přes axiální kuličkové

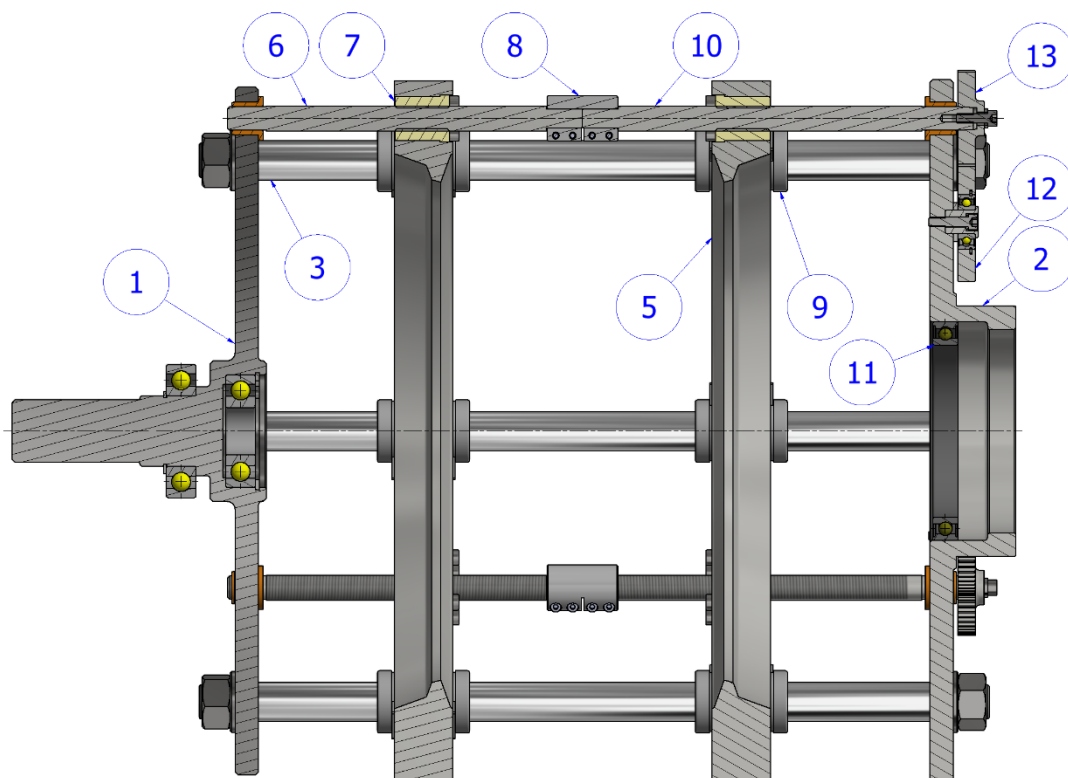
ložisko do planetového kola a na krajích opřena o již zmíněné matice. Páka bude vyrobena z pružinové oceli a bude se tak chovat jako jednodílná listová pružina. Celým tímto mechanismem se zabývá můj kolega Bc. Vít Řípa ve své části práce. Já zde pouze uvedu obrázek tohoto uzlu – *Obr. 20: Ovládání pohybu planetových kol*. Přední deska unašeče (1) je spojena pomocí šesti tyčí unašeče (3) s druhou deskou unašeče (2). V deskách jsou pomocí kluzných pouzder uloženy dva pohybové šrouby (7), každý s dvěma maticemi (9). Otáčení šroubů je realizováno ozubenými koly (10). O matice (9) je opřena páka z pružinové oceli (6). Střed páky je opřen zajišťovací klec (8), která zabraňuje rozpadnutí axiálního kuličkového ložiska (7). Druhý kroužek ložiska je pak opřen přímo o planetové kolo (5).



Obr. 20: Ovládání pohybu planetových kol

K ovládání posuvu korunových kol jsme chtěli použít podobného systému s axiálním ložiskem, ale narazili jsme na problém s mohutností ložiska a s otáčkovým omezením. Další nápad byl použít drátové ložisko, což by vyřešilo problém s mohutností ložiska, ale ne problém s dovolenými otáčkami. Nakonec jsme se rozhodli korunová kola přímo ovládat pomocí trojice pohybových šroubů. Celá konstrukce uzlu korunových kol je na *Obr. 21: Ovládání pohybu korunových kol*. Ve věncích korunových kol (5) jsou přímo uloženy trojice ovládacích matic (7), do nichž zabírají pohybové šrouby (6) a (10), které jsou spojeny svěrnou spojkou (8). Tato spojka umožňuje jednodušší sestavení dvojice korunových kol, ale také přesné seřízení rovnoběžnosti kol. Každý šroub je obdobně jako u planetových kol ovládán ozubeným kolem (13) a pomocí převáděcího kola (12) je moment doveden blíže ke středu. Krouticí moment z korunových kol je přes vozíky kuličkového lineárního vedení (9) a tyče korunových kol (3) veden na výstupní hřídel (1). Šestice tyčí je na druhé straně uložena v desce korunových kol (2). Výstupní hřídel a deska korunových kol je s tyčí

spojená pomocí kuželového uložení a matic. To zvyšuje stykovou plochu a přispívá ke zvýšení tuhosti klece. Původní letmé uložení klece korunových kol se podařilo odstranit přidáním kuželového ložiska (11) do pravé desky korunových kol.

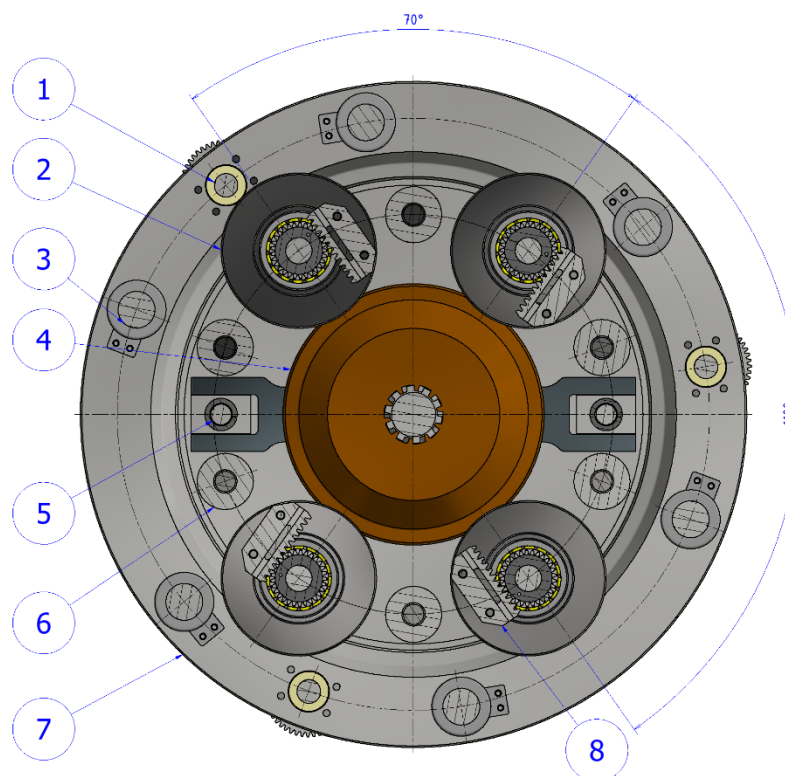


Obr. 21: Ovládání pohybu korunových kol

Tím že jsou šrouby přímo uloženy ve věncích korunových kol a točí se s nimi, se mechanismus ovládání těchto šroubů stal značně složitější, ale na druhou stranu zmizely ztráty, které by vznikaly v axiálním ložisku a ovládání nezabírá místo v prostoru mezikruží mezi planetovými a korunovými koly. Díky tomu je možné variátor osadit planetovým kolem o průměru 175 mm.

Vzhledem k tomu, že průměry satelitů jsou kvůli použití menších planetových kol větší, desky unašeče je nutné spojit dostatečným množstvím spojovacích tyčí a v prostoru mezi planetovými a korunovými koly je ještě ovládání posunu planetových kol. Bylo nutné změnit rozmístění satelitů. Místo původního rozložení po čtyřikrát 90° na dvakrát 70° a dvakrát 110°. Ale i tak jsou satelity umístěny osově souměrně a stále se tak vyrušuje jejich silové působení jak na korunová tak na planetová kola.

Na Obr. 22: Pohled na rozložení satelitů ve variátoru je vidět jak rozložení satelitů (2) tak i propojovacích tyčí desek unašeče (6) a desek korunových kol (3). Jsou zde vidět i ovládací šrouby korunových (1) a planetových kol (5). Číslo (4) je planetové kolo a číslo (7) je korunové kolo. O vyrovnávání satelitu se starají ozubené hřebeny (8) umístěné posuvně na obou deskách unašeče satelitů.



Obr. 22: Pohled na rozložení satelitů ve variátoru

3.9. Změna axiální síly v závislosti na převodovém poměru

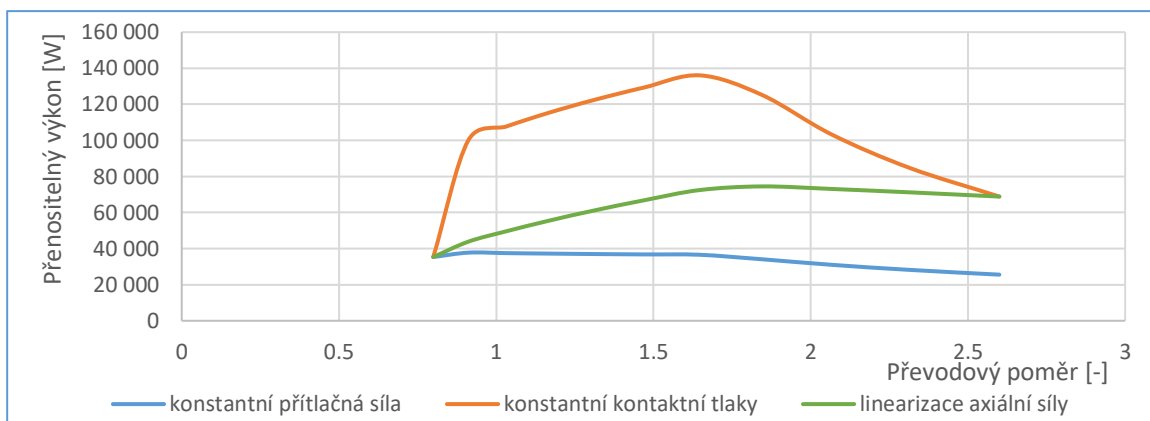
Jak už jsem psal v úvodu předchozí části kapitoly, v části 3.8, jedním z požadavků na ovládání byla možnost měnit axiální předpínací sílu variátoru v závislosti na nastaveném převodovém poměru. To by výrazně zvedlo maximální přenositelný výkon (krouticí moment) při vyšších převodových poměrech, kdy konstantní axiální síla, velikostí daná omezením kontaktních tlaků při nejmenším převodovém poměru, již díky změně geometrie dotyku nedosáhne dovoleného kontaktního tlaku. Při vyšších převodových poměrech je tak možné zvednout přítláčnou sílu, tím zvětšit i třecí síly a tím pádem přenositelný krouticí moment.

Změnu předpínací síly bylo teoreticky možné provést i v původním návrhu ovládání změny převodového poměru. Ke změně by docházelo různým pootáčením šroubů planetového a korunového kola. Ovšem vzhledem k velmi malým deformacím, potřebným pro značné zvýšení kontaktních tlaků, by rozdíl posuvů kol byl v řádu několika setin milimetrů, což by odpovídalo změně natočení šroubů oproti sobě, v řádu několika jednotek úhlových stupňů na cca 40-ti otáčkách při použití šroubů se stoupáním 2 mm.

Tento problém ale zmizel při vložení pružné páky do mechanismu ovládání. Pro zvýšení axiální síly je třeba vcelku velký posun ovládacích matic planetových kol. Z nutného rozdílu posuvu v řádu setin milimetru se stal rozdíl posuvu v řádu 1 až 2 mm a tím pádem rozdíl pootáčení pohybových šroubů o půl až celou otáčku. Proto jsme schopni axiální sílu měnit lineárně na posuvu planetových kol.

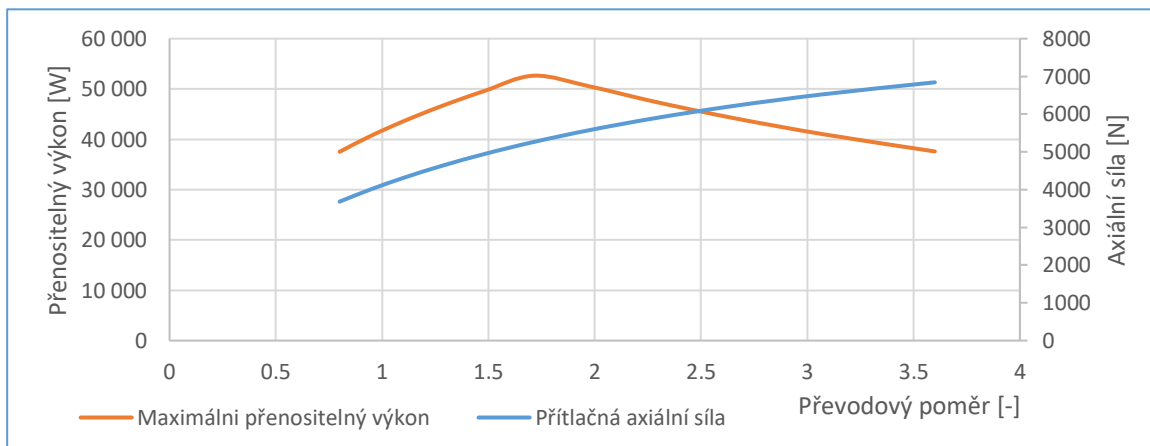
Průběh linearizované síly jsem vytvořil na základě grafu maximální přítláčné axiální síly, kdy jsem pro linearizaci použil velikosti axiálních sil na krajích rozsahu převodového poměru. V *Graf 7: Přenositelný výkon při různých průbězích přítláčné síly* je srovnání přenositelných výkonů při konstantní síle, při konstantních kontaktních tlacích a průběh s lineárním zvětšováním přítláčné síly v závislosti na posunu.

Graf 7: Přenositelný výkon při různých průbězích přítláčné síly



Z grafu výše vyplívá, že s linearizovanou silou se přenositelný výkon zvedl z 25,56 kW, při konstantní síle na 37,52 kW. A tak tohoto zvyšování přítláčné síly využijeme. Výkon je omezen hodnotou při minimálním převodovém poměru, při maximálním převodovém poměru by tak variátor nebyl využitý. Z grafu dále vyplívá, že pro převodový poměr vyšší než 1,8 výkon směrem k vyšším převodům klesá. Pro lepší využití variátoru jsem se tak rozhodl rozšířit převodový rozsah dále, do vyšších převodových poměrů. Nový maximální převodový poměr je volen s ohledem na rovnost přenositelných výkonů při minimálním a maximálním převodovém poměru. Tuto podmínku splňuje nový maximální převodový poměr $i_{max} = 3,6$ a stávající minimální převodový poměr $i_{min} = 0,8$. Graf přenositelného výkonu a velikosti axiální síly pro nový převodový rozsah a linearizovanou přítláčnou sílu je v *Graf 8: Přenositelný výkon pro nový převodový rozsah*.

Graf 8: Přenositelný výkon pro nový převodový rozsah

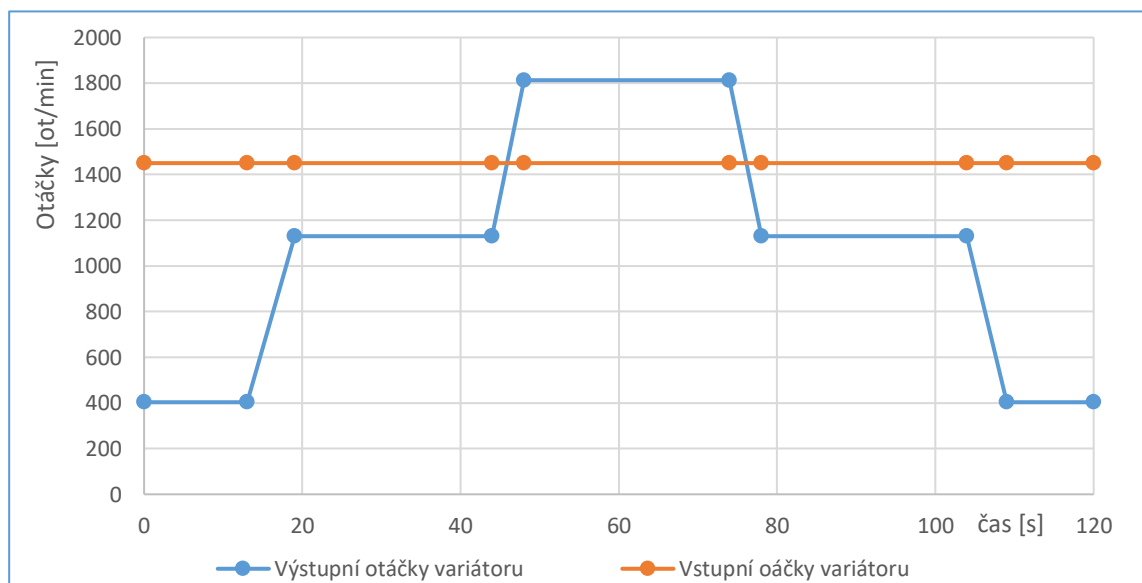


Jak je vidět z grafu, přenositelný výkon $P_v = 37,52 \text{ kW}$ zůstal zachován i pro nový převodový rozsah. Axiální síla se mění v rozmezí od 3 682 N do 6 844 N. V grafu je také vidět, že síla je sice lineárně závislá na posunu kol, ale díky nelineární změně převodového poměru není lineárně závislá na převodovém poměru.

3.10. Návrh provozního cyklu variátoru

Jelikož se otáčky satelitů a koruny a síly působící na axiální ložiska planetových kol a radiální síla na ložiska satelitu mění s převodovým poměrem, je nutné pro návrh dynamické únosnosti ložisek vytvořit otáčkový cyklus variátoru neboli závislost nastaveného převodového poměru na čase. Jako vhodné jsme usoudili počítat, že variátor bude provozován v 50 % času s výstupními otáčkami v polovině rozsahu výstupních otáček, 25 % při maximálních a 25 % při minimálních výstupních otáčkách. Čas cyklu jsem s ohledem na dostatečné dimenzování servomotoru ovládání převodového poměru zvolil $t_c = 120 \text{ s}$. Na začátku provozního cyklu budou otáčky minimální, pak vzrostou na střední, poté na maximální a zase klesnou na střední. Cyklus končí při minimálních otáčkách. Potřebný čas pro změnu převodového poměru od maxima do minima jsem zvolil. Vhodné se mi zdálo, aby se výsledný čas pohyboval do 10 s. Předběžně tedy volím 9 s, s tím, že výsledná doba bude závislá na přesném převodovém poměru od motoru ovládání na šrouby ovládání. Jedná se o čas pro změnu při jmenovitých otáčkách servomotoru, které jsou u synchronních motorů většinou 3 000 ot/min. Pomalejší změna bude samozřejmě možná. Grafické znázornění cyklu je v *Graf 9: Otáčkový provozní cyklus variátoru*.

Graf 9: Otáčkový provozní cyklus variátoru



Minimální otáčky odpovídají převodovému poměru $i_{max} = 3,6$ a jsou 403 ot/min, střední otáčky 1 130 ot/min odpovídají převodovému poměru 1,28 a maximální otáčky 1813 ot/min odpovídají převodovému poměru $i_{min} = 0,8$.

3.11. Souhrn výsledných parametrů a vypočtených hodnot

Po změně průměru planetového kola a změně rozsahu variátoru zde nebudu znovu uvádět výpočty pro zjištění dotekových parametrů, součinitele tření a přenositelného výkonu. Výsledné hodnoty pouze uvedu v tabulce vypočtené pro nové parametry v programu Microsoft Excel. Funkční program pro výpočet uvedených hodnot je také přiložen v: *Příloha C – Program pro výpočet přenositelného výkonu.*

Tab. 2: Výsledné hodnoty a parametry variátoru

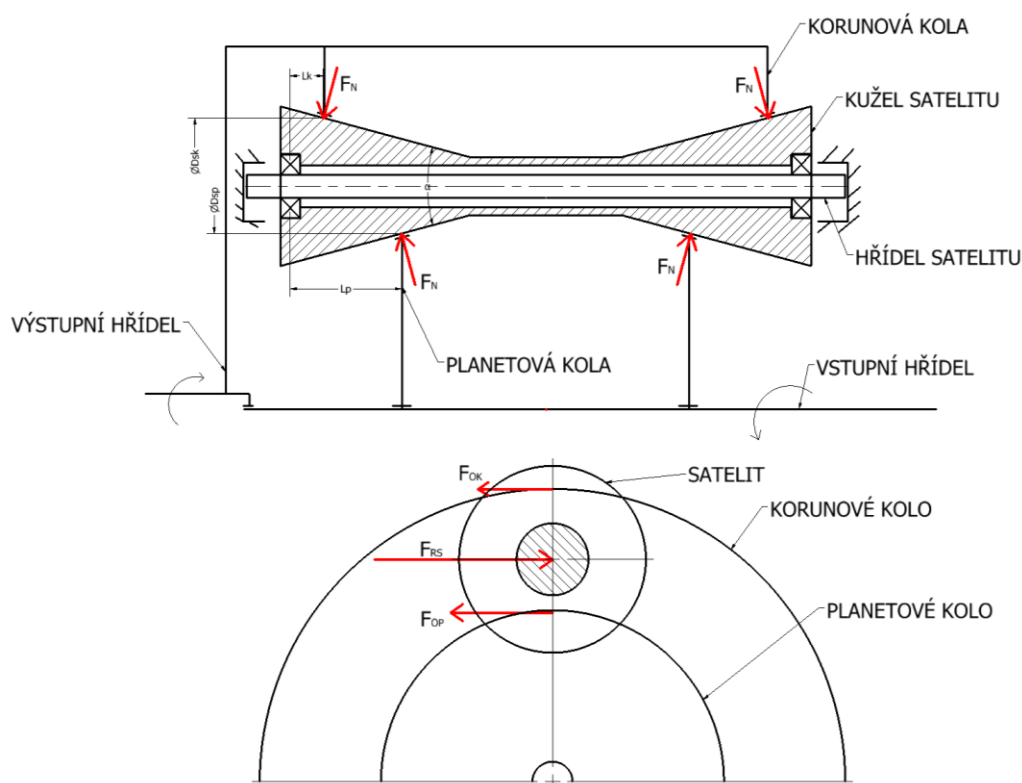
Veličina	symbol	jednotka	Hodnota											
Převodový poměr absolutní	i	[-]	0.80	0.94	1.10	1.28	1.48	1.71	1.98	2.29	2.65	3.08	3.60	
Průměr planetového kola	Dp	[mm]	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	175.00	
Průměr korunového kola	Dk	[mm]	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	- 320.00	
Průměr satelitu pod planetou	Dsp	[mm]	44.13	49.33	54.54	59.74	64.94	70.14	75.35	80.55	85.75	90.96	96.16	
Průměr satelitu pod korunou	Dsk	[mm]	100.87	95.67	90.46	85.26	80.06	74.86	69.65	64.45	59.25	54.04	48.84	
Vzdálenost satelitu od osy variátoru	Ls	[mm]	109.57	112.17	114.77	117.37	119.97	122.57	125.17	127.77	130.38	132.98	135.58	
Axiální poloha planetových kol	La	[mm]	0.00	9.71	19.42	29.13	38.83	48.54	58.25	67.96	77.67	87.38	97.08	
Převodový poměr skutečný	Is	[-]	- 0.80	- 0.94	- 1.10	- 1.28	- 1.48	- 1.71	- 1.98	- 2.29	- 2.65	- 3.08	- 3.60	
Otáčky vstupní hřídele	nin	[ot/min]	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	1 450.00	
Otáčky výstupní hřídele	nout	[ot/min]	1 812.50	1 537.72	1 315.37	1 131.76	977.56	846.23	733.05	634.48	547.87	471.18	402.78	
Otáčky satelitů	ns	[ot/min]	5 750.00	5 143.60	4 652.90	4 247.67	3 907.37	3 617.55	3 367.76	3 150.23	2 959.10	2 789.84	2 638.00	
Obvodová rychlost planetového kola	vop	[m/s]	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	13.29	
Obvodová rychlost korunového kola	vok	[m/s]	30.37	25.76	22.04	18.96	16.38	14.18	12.28	10.63	9.18	7.89	6.75	
Poloměr zaoblení planetového kola	R1'	[mm]	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	
Poloměr zaoblení korunového kola	R3'	[mm]	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	200.00	
Kontakt Planetové kolo satelit														
Maximální kontaktní tlak	Pmax	[Mpa]	1555											
Modul pružnosti planetového kola	E1	[Mpa]	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	
Modul pružnosti kuželu satelitu	E2	[Mpa]	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	
Poisson planetového kola	θ1	[-]	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	
Poisson kužele satelitu	θ2	[-]	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	
Maximální normálová přitlačná síla	FN1	[N]	3 557.4	9 319.2	10 242.9	11 134.7	11 995.1	12 824.8	13 624.6	14 395.8	15 139.2	15 856.0	16 547.5	
Kontakt satelit korunové kolo														
Modul pružnosti kuželu satelitu	E2	[Mpa]	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	
Modul pružnosti korunového kola	E3	[Mpa]	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	206 000	
Poisson kužele satelitu	θ2	[-]	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	
Poisson korunového kola	θ3	[-]	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	
Maximální normálová přitlačná síla	FN2	[N]	20 556.1	18 811.3	17 152.7	15 576.5	14 079.4	12 658.3	11 310.5	10 033.6	8 825.7	7 685.0	6 610.3	
Výsledné kontakty														
Skutečná síla - linearizace	FN	[N]	3 557.4	3 862.7	4 168.0	4 473.3	4 778.6	5 083.9	5 389.2	5 694.5	5 999.7	6 305.0	6 610.3	
Tlak v doteku planetové kolo - satelit	P1	[Mpa]	1 555.0	1 549.2	1 537.6	1 529.0	1 522.9	1 518.7	1 515.9	1 514.4	1 514.0	1 514.3	1 515.3	
Tlak v doteku satelit - korunové kolo	P2	[Mpa]	866.1	916.9	969.8	1 025.3	1 084.0	1 146.5	1 213.6	1 286.4	1 366.1	1 454.4	1 553.4	
Hlavní polosa elipsy doteku planeta	a1	[mm]	2.35	2.38	2.42	2.46	2.49	2.53	2.56	2.59	2.63	2.66	2.69	
Vedlejší polosa elipsy doteku planeta	b1	[mm]	0.47	0.50	0.54	0.57	0.60	0.63	0.66	0.69	0.72	0.75	0.78	
Hlavní polosa elipsy doteku koruna	a2	[mm]	1.95	2.03	2.10	2.18	2.25	2.33	2.40	2.48	2.55	2.63	2.72	
Vedlejší polosa elipsy doteku koruna	b2	[mm]	1.00	0.99	0.98	0.96	0.93	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.75	
Axiální síla na 1 kolo	Fa	[N]	3 682.9	3 998.9	4 315.0	4 631.1	4 947.1	5 263.2	5 579.3	5 895.3	6 211.4	6 527.5	6 843.5	
Teplota oleje														
		[°C]	50											
Spinová rychlost planeta - satelit	ωs1	[rad/s]	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	78.60	
Spinová rychlost koruna - satelit	ωs2	[rad/s]	98.25	83.36	71.30	61.35	52.99	45.87	39.74	34.39	29.70	25.54	21.83	
Součinitel tření planeta - satelit	μ1max	[-]	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	
Součinitel tření koruna - satelit	μ2max	[-]	0.08	0.08	0.08	0.09	0.09	0.09	0.10	0.10	0.10	0.10	0.11	
Počet satelitů	xs	[-]	4											
Moment vstupní hřídel	Min*	[Nm]	247.1	267.4	287.3	307.1	326.9	346.7	366.4	386.2	405.9	425.6	445.4	
Moment korunová kola	Mout*	[Nm]	347.1	396.1	446.0	497.1	549.4	602.9	657.8	714.0	771.7	830.7	891.2	
Přepočet momentu z korun na vstup	Meout	[Nm]	433.9	420.0	404.6	388.0	370.4	351.9	332.5	312.4	291.6	269.9	247.6	
Krouticí moment maximální vstupní	Min	[Nm]	247.1	267.4	287.3	307.1	326.9	346.7	366.4	386.2	405.9	425.6	445.4	
Krouticí moment maximální výstupní	Mout	[Nm]	197.7	252.2	316.7	393.4	484.9	594.0	657.8	714.0	771.7	830.7	891.2	
Maximální přenositelný výkon	P	[W]	37 520	40 606	43 619	46 629	49 635	52 639	50 494	47 440	44 272	40 990	37 589	

4. Satelity planetového variátoru

V této kapitole se budu zabývat konstrukcí a dimenzováním kuželových satelitů. Tyto satelity slouží v planetovém variátoru k přenosu krouticího momentu (obvodových sil) z planetových kol na kola korunová. V našem variátoru jsou celkem 4. Jejich rozložení je zřejmé z *Obr. 22: Pohled na rozložení satelitů ve variátoru na straně 41*. V závislosti na převodovém poměru se musí pohybovat od středu a ke středu variátoru. Variátor je v podstatě planetová převodovka, která má zastavený unašeč satelitu. To znamená, že krouticí moment přenášený variátorem vytváří radiální síly na satelity, které tyto síly musí přenést na zastavený unašeč. V unašeči vzniká tzv. reakční moment. Velikost reakčního momentu při tomto uspořádání je součet vstupního a výstupního krouticího momentu. Jak vyplývá z *Tab. 2: Výsledné hodnoty a parametry variátoru*, musí být satelity také schopny snášet poměrně vysoké otáčky až 5 750 ot/min.

4.1. Výpočet působícího zatížení na ložiska satelitu a volba ložisek

Na kužele satelitu působí síly způsobené přenosem krouticího momentu a síly způsobené dotykem s planetovými a korunovými koly. Síly způsobené přenosem momentu je nutné z kuželů a přes ložiska satelitů přenést na vnitřní hřídel a z něj pak na desky unašeče satelitu. Normálové síly způsobené dotekem s centrálními koly pak můžeme ještě rozložit na síly v axiálním směru a na síly v radiálním směru způsobující ohyb kuželů, pokud zrovna planetová a korunová kola nejsou proti sobě. Jsou to dvě silové dvojice, které se vyvažují a nezatěžují tak ložiska, ale pouze ohybově namáhají satelity.



Obr. 23: Silové působení na satelit

Na Obr. 23: *Silové působení na satelit* jsou vidět síly působící na kužel satelitu. Síly F_N jsou normálové síly vzniklé kontaktem s planetovým a korunovým kolem. Síly F_{OP} a F_{OK} jsou obvodové síly z planetového a korunového kola, vzniklé přenosem krouticího momentu. Síla F_{RS} je reakční síla obvodových sil, která se ze satelitu přenáší na unašeč. Je to také jediná síla, která se za normálních podmínek přenáší přes ložiska satelitu. A právě pro výpočet minimální dynamické únosnosti ložisek je nutné znát její velikost. Ta se ovšem bude měnit s převodovým poměrem. Výpočet její velikosti pro $i = 0,8$ je v rovnici (48).

$$2 \cdot F_{RS0,8} = \frac{2}{x_s} \cdot (F_{ok} + F_{op}) = \frac{2}{x_s} \cdot \left(\frac{2 \cdot M_{in}}{D_p} + \frac{2 \cdot M_{in} \cdot i}{D_k} \right) \quad (48)$$

$$2 \cdot F_{RS0,8} = \frac{2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot 247100}{175} + \frac{2 \cdot 247100 \cdot 0,8}{320} \right) = 2030 \text{ N}$$

Vypočtená síla v rovnici (48) je síla působící na celý satelit. Na jedno ložisko tak připadá síla $F_{RS0,8} = 1015 \text{ N}$. Pro stanovení ekvivalentního zatížení ložiska je ale nutné ještě spočítat sílu pro zbylé převodové poměry. Výsledky i s odpovídajícími otáčkami jsem shrnul v Tab. 3: *Zatížení ložisek satelitu*. V té jsou uvedeny i počty otáček na dané otáčkové hladině za plánovanou životnost 20 000 h.

Tab. 3: *Zatížení ložisek satelitu*

Převodový poměr	$i [-]$	0.8	1.28	3.6
Reakční síla	$F_{RS} [N]$	1015	1492	2100
Otáčky satelitu	$n_s [ot/min]$	5750	4248	2639
Počet otáček	$L_{10} [mil\ ot]$	1 725	2 548,8	791,7

Poté je možné vypočítat ekvivalentní zatížení ložiska F_m podle vzorce (49).

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\sum F_{RS}^3 \cdot n_s}{\sum L_{10}}} = \sqrt[3]{\frac{1015^3 \cdot 5750 + 1492^3 \cdot 4248 + 2100^3 \cdot 2639}{1725 + 2578,8 + 791,7}} = 2060,2 \text{ N} \quad (49)$$

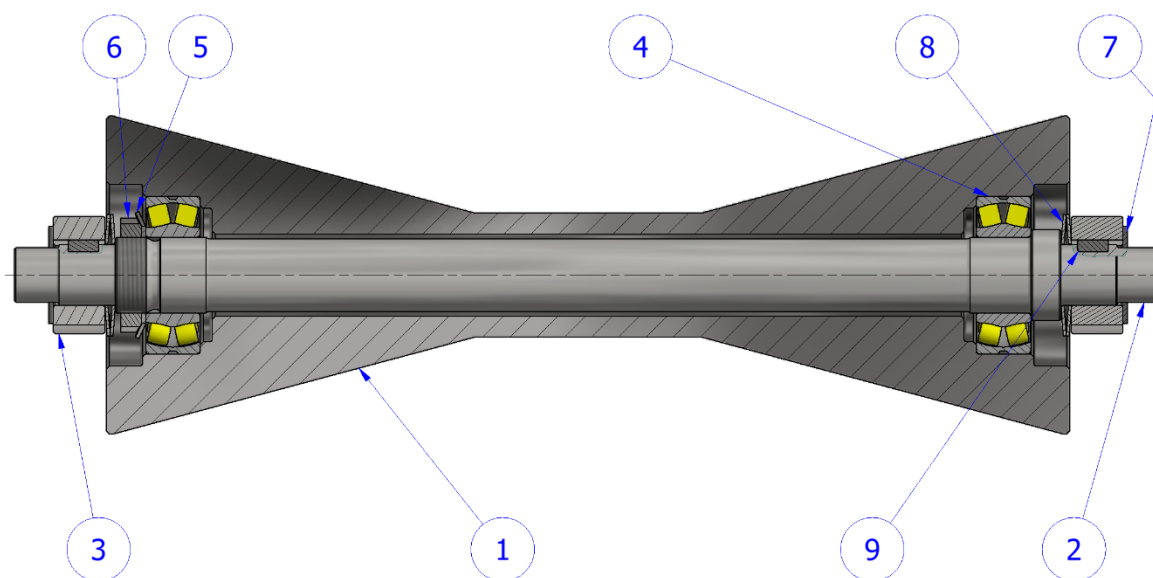
Předpokládám, že na satelitu bude použito dvouřadé soudečkové ložisko, takže ložisko s čárovým stykem, tudíž exponent životnosti $P_l = 0,3$. Minimální dynamickou únosnost ložiska C_l pro 20 000 h a zvolený pracovní cyklus pak spočítám z rovnice (50). Soudečkové ložisko volím s ohledem na jeho vysokou únosnost při malých rozměrech. Rozměr ložiska je důležitý s ohledem na průměr hřídele a nutností hřídel vést skrz kužel satelitu. Malý průměr satelitu je daný rozměrem korunového a planetového kola a požadovaným převodovým rozsahem. Větší malý průměr ložiska by znamenal větší hřídel a větší vnitřní průměr satelitu, a to by oslabilo stěnu satelitu, která bude přenášet zatížení.

$$C_l = \sqrt[10]{\sum L_{10} \cdot F_m} = \sqrt[10]{1725 + 2578,8 + 791,7 \cdot 2062,2} = 26\,698,5 \text{ N} \quad (50)$$

Této dynamické únosnosti dobře odpovídá ložisko 22205 E s dynamickou únosností $C_l = 49,9 \text{ kN}$ a mezními otáčkami až 17 000 ot/min. Ložisko má malý průměr 25 mm, to umožňuje při nejmenším průměru satelitu $D_{sp} = 44,13$, na kterém zabírá planetové kolo, že může být malý průměr kužele satelitu $D_{sm} = 41 \text{ mm}$. To znamená, že při vůli na hřídeli pro montáž 0,5 mm, může být nejmenší síla stěny satelitu 7,75 mm. [15]

4.2. Konstrukce satelitu

Moje konstrukce satelitu je obdobná jako na původní skice na Obr. 13: *Původní skica planetového spojitého převodu* na straně 16. Dvojkuželem satelitu vede hřídel osazená ozubenými koly, zabezpečující rovnoměrné posuvy na obou stranách satelitu (v uložení v deskách unašeče satelitu). Moje konstrukce je na Obr. 24: *Konstrukce satelitu*.



Obr. 24: Konstrukce satelitu

Oproti původní variantě je delší střední válcová část dvojkuželů (1), to je nutné s ohledem na změnu principu ovládaní posunu planetových kol. Mezi planetovými koly jsou axiální ložiska a páky s pohybovými maticemi. To způsobuje, že planetová kola nejde přiblížit až k sobě. Další rozdíl je v zapuštění ložisek, což umožnilo maximálně zkrátit prostor mezi koncem kužele satelitu a deskou unašeče a tím i zkrátit unašeč a délku variátoru. Dvojkužel satelitu (1) rozpírá ložiska (4) na jedné straně opřené o osazení hřídele (2) a na druhé straně je ložisko zajištěno MB podložkou (5) a KM maticí (6). Na obou stranách hřídele je dvojice talířových pružin (8). Pružiny se na druhé straně opírají o ozubená kola vyrovnávání hřídele satelitu (3) a jsou s hřídelí spojeny pery (9). Mezi ozubená kola a desky unašeče satelitů jsou pro zjednodušení pohyb a snížení opotřebení vloženy axiální kluzné kroužky (7). Při montáži do unašeče jsou pružiny stlačeny do poloviny své pracovní délky. Při provozu variátoru se pak satelity dokážou axiálně posouvat (jsou axiálně volné) a kompenzovat tak nepřesnosti výroby a deformace. To zabezpečuje optimální styk planetových a korunových kol se všemi satelity.

Jak jsem již psal v kapitole 3.7 *Výpočet hlavních parametrů variátoru a rozměrů třecích kol*, budou satelity a všechna třecí kola vyrobena z oceli s označením 18CrNiMo7-6 číslo 1.6587. Tepelné zpracování bude cementování, kalení a nízkoteplotní popouštění pro dosažení povrchové tvrdosti až 60 HRC. Poté bude nutné ještě kužele brousit. Přesná výsledná jakost povrchu (drsnot, přesnost) bude ještě testována na zkušebním zařízení pro zkoušení třecích dvojic. Kdyby materiál nevyhovoval z důvodu kontaktních tlaků, bylo by možné použít například materiály určené pro výrobu valivých ložisek, kde dochází také k odvalování při vysokých kontaktních tlacích.

Materiál hřídele volím s ohledem na namáhání a kontaktní tlaky v deskách unašeče. Mnou zvolený materiál je ocel E355 (ČSN 11 600), s mezí únavy v ohybu $\sigma_{coh} = 280 \text{ MPa}$ a mezí únavy v krutu $\tau_{ckh} = 170 \text{ MPa}$. [13]

4.3. Výpočet zatížení kužele satelitu

Pro jednodušší pevnostní výpočet dvojkužele satelitu vypočítám nejdříve analyticky zatížení kužele. Působící síly nahradím momenty vzniklými dvojím zatížením kužele. První je zatížení od kontaktních sil. Toto zatížení působí v rovině procházející osou satelitu a osou variátoru (centrálních kol). Síly na levé a pravé straně se vzájemně ruší, síla tedy nejde přes ložiska na hřídel satelitu, ale silová dvojice od radiální složky normálové dotykové síly způsobuje ohybový moment dvojkužele satelitu. Složky axiální způsobují rovnou ohybový moment. Druhým zatížením je obvodová síla planetových a korunových kol. Ta způsobuje ohybový moment ohýbající satelit v rovině kolmé na první rovinu, v rovině tečné k roztečnému válci os satelitů. Za nejkritičtější místo považuji střední válcovou část dvojkužele satelitu.

Nejprve spočítám zatížení od normálových přitlačných sil. K tomu budu potřebovat určit vzdálenost planetového a korunového kola. Tato vzdálenost, ale i normálová síla, se však mění s převodovým poměrem. Zde proto popíšu výpočet pouze pro převodový poměr $i_{min} = 0,8$. Výpočet vzdálenosti kol L_{kol} vychází z rovnice (51). Silové působení na satelit a rozměry jsou zřejmé z Obr. 23: *Silové působení na satelit*. Jelikož je levá a pravá strana satelitu, co se týče zatížení i rozměrů souměrná, budu počítat jen zatížení levé půlky. Při následném výpočtu metodou konečných prvků satelit v půlce vetknu. To bude dobře nahrazovat podmínky uložení. Vetknutou polovičku satelitu zatížím spočítanými momenty.

$$L_{kol} = L_p - L_k = \frac{D_{sk} - D_{sp}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{100,86 - 44,13}{2 \cdot \tan\left(\frac{30}{2}\right)} = 105,87 \text{ mm} \quad (51)$$

Nyní spočítám ohybový moment od radiálních složek normálových sil z rovnice (52). Je to ohybový moment působící na satelit v protisměru hodinových ručiček.

$$M_{or} = L_{kol} \cdot F_N \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 105,87 \cdot 3\,557,4 \cdot \cos\left(\frac{30}{2}\right) = 363\,811 \text{ Nmm} \quad (52)$$

V této rovině ale ještě působí ohybový moment axiální složky normálových sil. Výsledný moment M_{oa} ve středu satelitu je dán součtem momentů od sil planetového a

korunového kola. Pro možnost sečtení tohoto momentu s momentem M_{or} musím dodržet směry momentů, moment od koruny M_{oak} tak budu brát s kladným znaménkem a moment od planety M_{oap} se záporným. Výsledný moment od axiálních sil je dán rovnicí (53).

$$M_{oa} = M_{oak} - M_{oap} = F_N \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \left(\frac{D_{sk} - D_{sp}}{2}\right) \quad (53)$$

$$M_{oa} = 3\,557,4 \cdot \sin\left(\frac{30}{2}\right) \cdot \left(\frac{100,86 - 44,13}{2}\right) = 26\,120 \text{ Nmm}$$

Následně spočítám ohybový moment v rovině tečné k roztečnému válci satelitů M_{oo} , způsobený obvodovými silami třecích kol. Pro výpočet je ale nutné znát hodnotu průměru satelitu v místě středu ložiska. Tento rozměr odměřím z 3D modelu. Průměr v místě ložiska je $D_{sl} = 94,34 \text{ mm}$. Ohybový moment spočítám pomocí rovnice (54). Je to moment ke středu ložiska, takže sílu v ložisku nemusím započítávat.

$$M_{oo} = \frac{P_v \cdot 60}{4 \cdot \pi \cdot n_{in} \cdot x_s \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \left(\frac{D_{sl} - D_{sp}}{D_p} + \frac{i \cdot (D_{sl} - D_{sk})}{D_k} \right)$$

$$M_{oo} = \frac{37\,520 \cdot 60}{4 \cdot \pi \cdot 1450 \cdot 4 \cdot \tan\left(\frac{30}{2}\right)} \left(\frac{94,34 - 44,13}{175} + \frac{0,8 \cdot (94,34 - 100,86)}{320} \right) \quad (54)$$

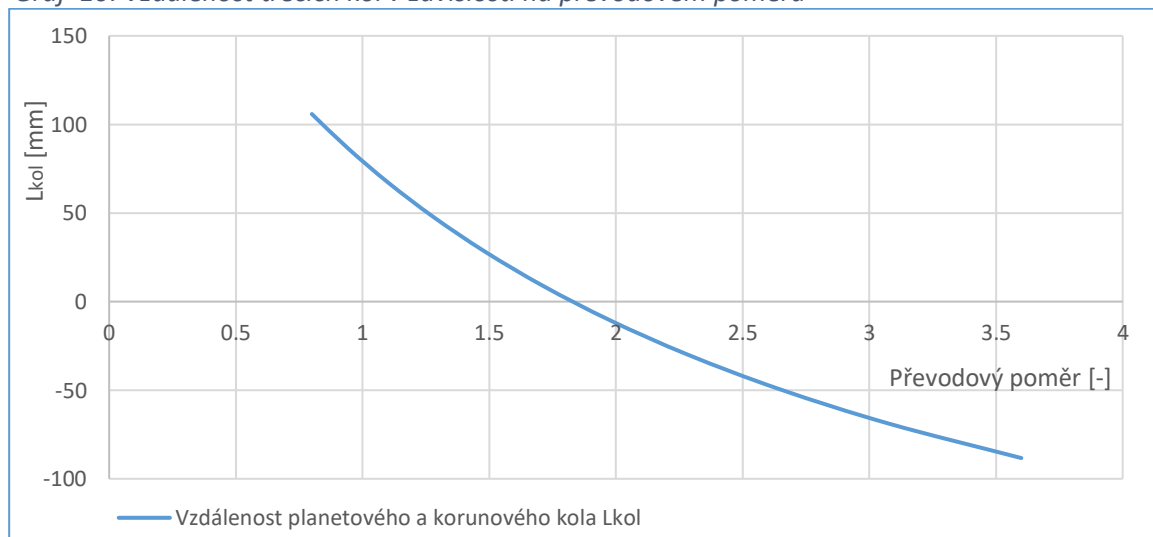
$$M_{oo} = 31\,191 \text{ Nmm}$$

Pro výsledný ohybový moment M_{o1} stačí momenty M_{or} a M_{oa} sečíst a výsledný moment vektorově sečíst s M_{oo} (55).

$$M_{o1} = \sqrt{(M_{or} + M_{oa})^2 + M_{oo}^2} = \sqrt{(363\,811 + 26\,120)^2 + 31\,191^2} = 391\,177 \text{ Nmm} \quad (55)$$

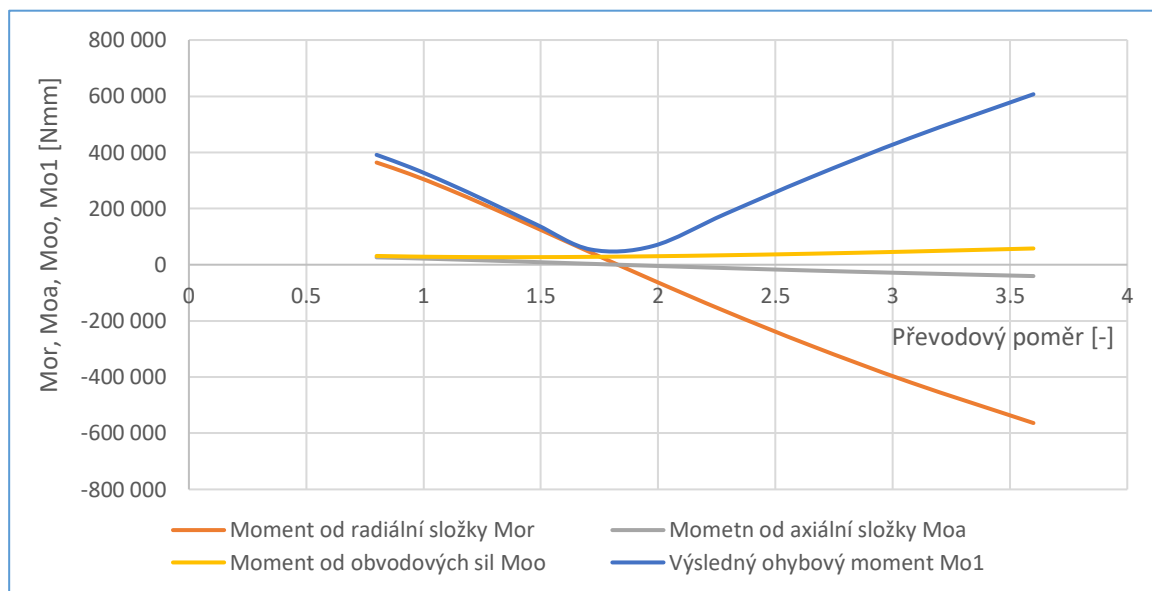
Toto je výsledný ohybový moment působící ve střední válcové části satelitu. Ale jak jsem již psal, parametry se mění s převodovým poměrem, takže pro výpočet tohoto momentu jsem zase použil Microsoft Excel.

Graf 10: Vzdálenost třecích kol v závislosti na převodovém poměru



Na Graf 10: Vzdálenost třecích kol v závislosti na převodovém poměru je vynesena vzdálenost korunového kola od kola planetového. Kladná hodnota znamená, že planetové kolo je více ve středu než kolo korunové. Při převodovém poměru $i = 1,85$ jsou kola přesně proti sobě a největší složka M_{or} , která výrazně převládá v ostatních případech nad zbylými, vůbec nevzniká. Průběh ohybových momentů je vidět na Graf 11: Ohybové momenty satelitu v závislosti na převodovém poměru.

Graf 11: Ohybové momenty satelitu v závislosti na převodovém poměru



Z grafu výše je zřejmé, že maximální ohybový moment satelitu vzniká při maximálním převodovém poměru a dosahuje hodnoty $M_{o1} = 606\,911\,Nmm$. Pro tento moment analyticky spočítám hodnotu maximálního napětí v střední válcové části dvojkuželu satelitu. Nosný průřez je mezikruží s velkým průměrem $D_{sm} = 41\,mm$ a malým průměrem $d_{sm} = 25,5\,mm$. Maximální ohybové napětí je dáno vztahem (56).

$$\sigma_{os} = \frac{32 \cdot M_{o1} \cdot D_{sm}}{D_{sm}^4 - d_{sm}^4} = \frac{32 \cdot 606\,911 \cdot 41}{41^4 - 25,5^4} = 331,41\,N \cdot mm^{-2} \quad (56)$$

Na střední část dvojkužele ale ještě působí tahová síla vniklá předpínací axiální silou F_a . To je síla na jedno centrální kolo. Výsledná působící tahová síla na všechny satelity je tedy dvakrát větší. Tahové napětí ve dvojkuželu satelitu je dáno vztahem (57). Výsledné tahové napětí je oproti ohybovému napětí zanedbatelné a dále ho nebudu uvažovat.

$$\sigma_{ts} = \frac{2 \cdot F_a}{x_s} \cdot \frac{4}{\pi(D_{sm}^2 - d_{sm}^2)} = \frac{2 \cdot 6\,843,5}{4} \cdot \frac{4}{\pi(41^2 - 25,5^2)} = 4,22\,N \cdot mm^{-2} \quad (57)$$

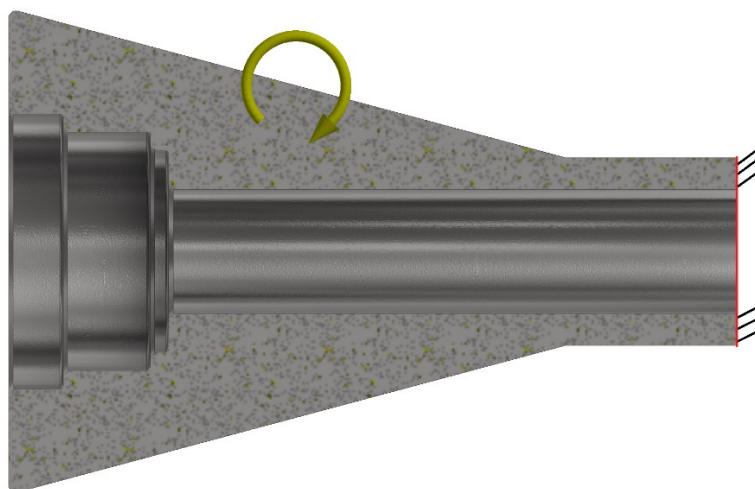
Při požadované životnosti variátoru 20 000 h a zvoleném pracovním cyklu udělá satelit cca $5 \cdot 10^9$ cyklů. To je za hranicí počtu cyklů pro mez únavy pro ocele. To znamená, že výsledné vypočtené ohybové napětí je třeba porovnat s mezí únavy daného materiálu. Pro materiál 18CrNiMo7-6 je v programu KISSoft uvedena hodnota meze pevnosti

$1200 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Jejím vynásobením součinitelem 0,48, součinitel pro výpočet meze únavy v ohybu dle [13], dostáváme mez únavy $\sigma_{cos} = 576 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. To je sice více než působící napětí, ale tato hodnota platí pro spolehlivost 0,5 a těleso zkušební tyčky. Výsledná mez únavy pro dvojkužel satelitu bude nižší. Ale jelikož je mez únavy σ_{co} jen odhadnutá na základě meze pevnosti a nemám k ní ani směrodatnou odchylku, byl by další výpočet pouze odhadem. Bezpečnost zatížení oproti σ_{cos} je 1,74 a to by mělo na pokrytí součinitele spolehlivosti, součinitele povrchu a součinitele velikosti stačit. Dvojkužel satelitu nemá v kritických místech ani žádný významný vrub.

4.4. Výpočet deformace dvojkužele satelitu pomocí MKP

Když jsem analyticky spočetl zatížení a ohybové napětí na satelitu, přejdu k výpočtu deformací. Zjišťovat deformace analyticky by bylo vzhledem ke složité geometrii dvojkužele obtížné a také nepřesné, rozhodl jsem se proto použít MKP analýzu. Pro správný výpočet je nejdůležitější správně zvolit okrajové podmínky, a to uložení a zatížení kužele satelitu.

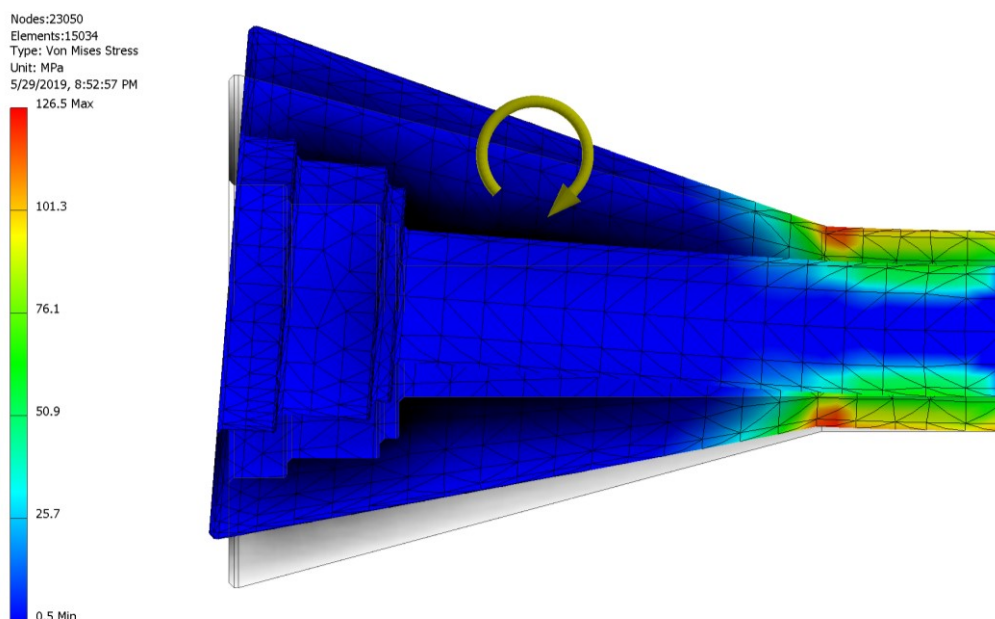
Jelikož se jedná o středově symetrický případ, rozhodl jsem se počítat pouze jednu polovinu satelitu. Další výhodou geometrické a silové symetrie je nulové natočení v ose symetrie. Tohoto využiji. Nulové natočení mi dovolí střední řez satelitu napevno vetknout a tím, že jsou na satelitu použita soudečková ložiska, která do jisté míry nebrání v natočení mezi vnitřním hřídelem a kuželem satelitu, nebudu muset do míst, kde jsou ložiska, vkládat žádné jiné okrajové podmínky. Pokud nebudu uvažovat tahové napětí na satelitu, jehož hodnotu jsem v minulé kapitole stanovil na 4,22 MPa a následně díky porovnání s ostatními hodnotami zanedbal, vzájemně se vyruší posouvající síly a zbude jen ohybový moment. Jeho maximální velikost jsem také již stanovil v předchozí kapitole a činí $M_{01} = 606\,911 \text{ Nmm}$. Právě tímto momentem zatímám model satelitu při MKP analýze.



Obr. 25: Okrajové podmínky pro MKP satelitu

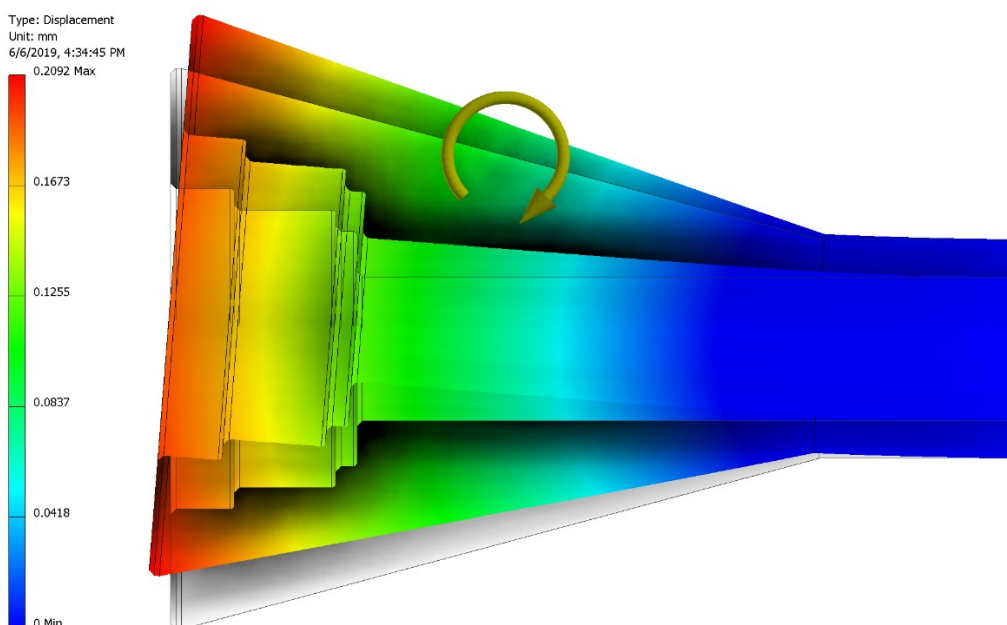
Požadovaným výsledkem je zjištění, zda se při působícím ohybovém momentu nedotkne vnitřní průměr dvojkužele satelitu vnitřní hřídele. Při mnou stanovených podmínkách je ale střední část, ve které předpokládám největší deformaci, pevně vetknuta.

Výsledkem analýzy tedy bude posun satelitu pod ložiskem, který bude ve skutečnosti odpovídat posunu střední části satelitu.



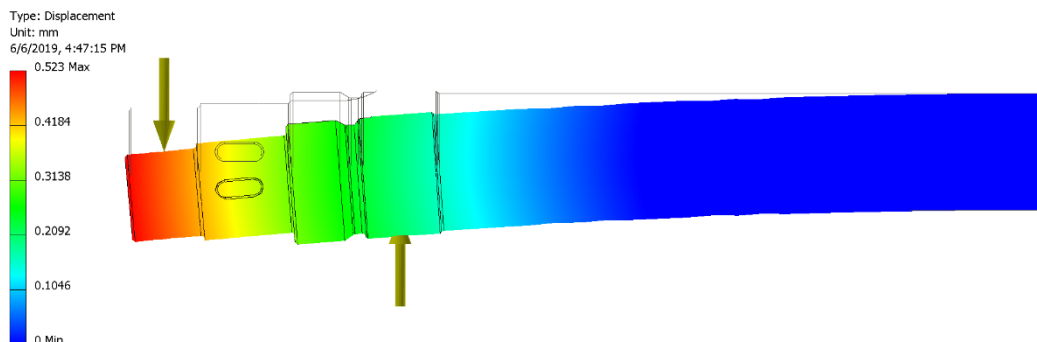
Obr. 26: Napětí Von Mises na satelitu

Na Obr. 26 je výsledek napětí Von Mises v MKP analýzy. Obrázek ukazuje, že místo největšího napětí je v místě přechodu válcové části do části kuželové, tím vzniká koncentrátor napětí a výsledné napětí roste až na hodnotu $126,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Na povrchu válcové části, která není ovlivněna vrubem, se vyskytuje napětí o hodnotě přibližně $100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a to docela přesně odpovídá vypočtenému napětí $\sigma_{os} = 105.5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Mohu tak říci, že analýza by měla odpovídat skutečnosti. Dalším krokem je zjištění deformace.



Obr. 27: Pole posuvů satelitu

Na Obr. 27 je znázorněno pole posuvů zatíženého satelitu. Sonda v místě středu šířky vnějšího kroužku ložiska ukazuje posunutí o hodnotě 0,16 mm. To znamená, že se satelit ve středu válcové části ve skutečnosti prohne také o hodnotu 0,16 mm. Průměr vnitřní hřídele v tomto místě je 24 mm a vnitřní průměr satelitu 25,5 mm. Mezi součástmi je tedy jednostranná vůle 0,75 mm. Výsledná mezera se při zatížení satelitu sníží na 0,59 mm, to znamená, že dvojkužel satelitu se hřídele nedotkne. K doteku by ale mohlo dojít ještě deformací hřídele. Proto jsem obdobně provedl zkoušku hřídele.

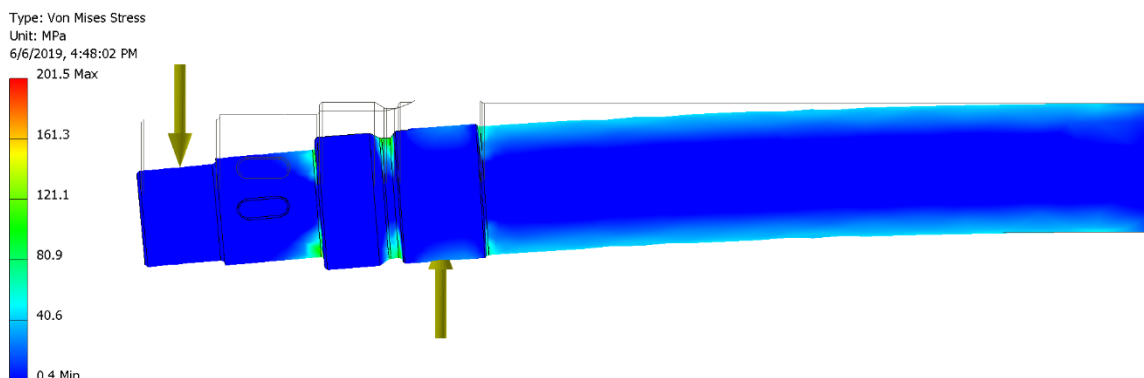


Obr. 28: Deformace hřídele satelitu

Výsledná deformace ve středu hřídele, oproti místu, kde jsou uložena ložiska, je 0,27 mm. Tato deformace je způsobena obvodovými silami od korunových a planetových kol. Tato rovina deformace je tak od roviny deformace dvojkužele otočená skoro o 90°. Pro zjednodušení budu počítat, že je otočená přesně o 90°. Výsledná mezera mezi hřídelí a satelitem V_{hs} je tak dána vztahem (58), kde průměr hřídele satelitu $d_{hs} = 24 \text{ mm}$, p_s a p_h jsou deformace dvojkužele satelitu a hřídele.

$$V_{hs} = \frac{d_{sm} - d_{hs}}{2} - \sqrt{p_s^2 + p_h^2} = \frac{25,5 - 24}{2} - \sqrt{0,27^2 + 0,16^2} = 0,43 \text{ mm} \quad (58)$$

Výsledná mezera mezi součástmi je 0,43 mm. Hřídel se tak satelitu nedotkne a sestava tak vyhovuje požadavkům. Pro kontrolu pevnosti hřídele ještě vykreslím pole napětí na hřídeli: Obr. 29: Napětí Von Mises na hřídeli satelitu.



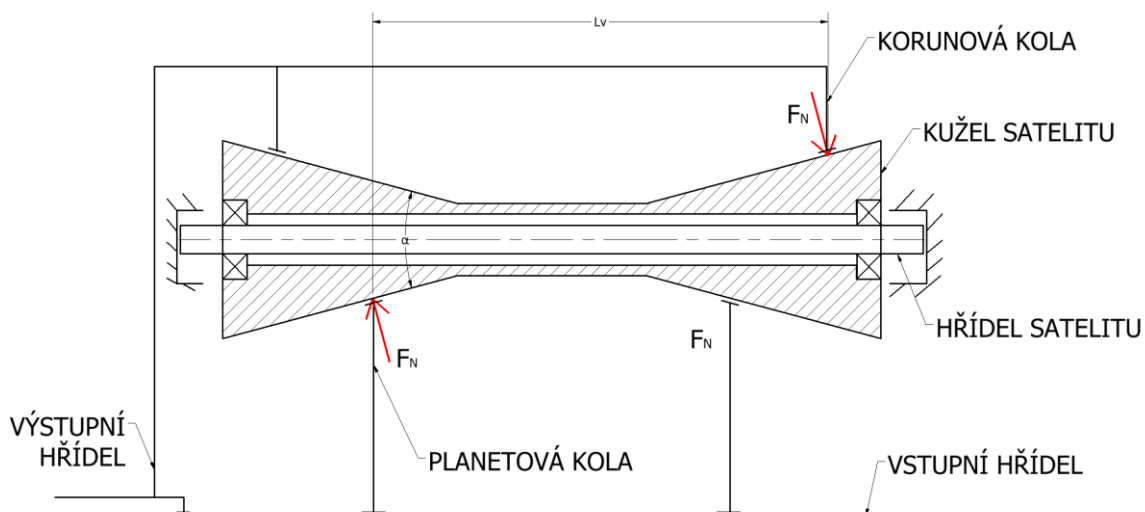
Obr. 29: Napětí Von Mises na hřídeli satelitu

Maximální dosažené napětí na hřídeli je $201 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Toto napětí je však jen ve velmi malém obsahu, a to v přechodu mezi průměrem závitu a válcovou částí pro vyrovnávací ozubené kolo. Ve větším objemu, v místě drážky za závitem, je napětí $116 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. V místě mezi ložisky je pak napětí $72,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Materiál hřídele E355 má mez kluzu 355 MPa. Hřídel by tak zatížení měla odolat. Při nevyvážení satelitu bude však na hřídel působit ještě krouticí moment od vyrovnávacích kol. K nevyvážení satelitu by ale během provozu docházet nemělo.

4.5. Výpočet únosnosti mechanismu zabráňujícího křížení satelitu

Nerovnoměrné zatížení satelitu od třecích kol na levé a pravé straně, by mohlo vést k rozdílným posunům hřídele satelitu v deskách unašeče. To by způsobilo vzpříčení satelitu v kleci unašeče a nemožnost se satelitem dále pohnout. Této situaci má zabránit zařízení, které se skládá z dvojice ozubených hřebenů (na Obr. 22: Pohled na rozložení satelitů ve variátoru pozice (8)), ozubených kol a propojovací hřídele (hřídele satelitu na Obr. 24: Konstrukce satelitu pozice (3) a (2)). Hřebeny jsou umístěny v deskách unašeče posuvně, aby bylo možné při montáži hřebeny vůči sobě posunout a satelit tak vyrovnat do správné polohy. Do hřebenů zabírají ozubená kola spojená s hřídelí satelitu pomocí pera.

Nejvyšší zatížení, které by na vyrovnávací zařízení mohlo působit, vznikne v situaci, kdy na jedné ze stran satelitu bude plně zabírat jen planetové kolo a na druhé straně satelitu jen kolo korunové. Tato dvojice normálových sil od třecích kol vyvolá moment snažící se satelity v unašeči zkřížit. Velikost tohoto momentu je dána vzdáleností planetového a korunového kola na druhé straně a působící normálové síly. Vzdálenost kol se s převodovým poměrem ztlačně nemění, ale síla ano. Síla s převodovým poměrem roste a největší tak bude při maximálním převodovém poměru.



Obr. 30: Nevyvážený satelit

Na Obr. 30 je ukázána varianta, kdy levé korunové a pravé planetové kolo odlehne od satelitu a dochází tak ke klopení satelitu. Axiální vzdálenost kol $L_v = 193,4 \text{ mm}$ byla

odečtena z 3D modelu. Pro výpočet momentu je ale nutná vzdálenost kol kolmá k působícím silám. Tuto vzdálenost spočítám z rovnice (59).

$$L_{vk} = \frac{L_v}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{193,4}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)} = 200,2 \text{ mm} \quad (59)$$

Na vzdálenosti L_{vk} budou síly F_N , které při maximálním převodovém poměru dosahují velikosti 6 610 N. Velikost klopného momentu M_{vs} jsem spočetl z rovnice (60).

$$M_{vs} = L_{vk} \cdot F_N = 200,2 \cdot 6\,610 = 1\,323,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \quad (60)$$

Ozubené kolo vyrovnávání satelitu (na Obr. 24 pozice (3)) je nekorigované a má modul $m_{kv} = 1,25 \text{ mm}$ a počet zubů $z_{kv} = 29$. Klopný moment na satelitu tak na hřídeli vyvolá krouticí moment M_{Kv} , který klopný moment vyrovná. Jeho velikost je dána rovnicí (61), kde L_h je střední vzdálenost mezi ozubenými hřebeny na levé a pravé desce unašeče.

$$M_{Kv} = \frac{M_{vs}}{L_h} \cdot \frac{z_{kv} \cdot m_{kv}}{2} = \frac{1\,323,3 \cdot 10^3}{341} \cdot \frac{29 \cdot 1,25}{2} = 70\,337 \text{ Nmm} \quad (61)$$

To je moment, který bude působit na ozubená kola a přes pero na hřídel. Postupně tak vypočtu únosnost jednotlivých komponent a určím výslednou bezpečnost. Jako první určím kritický moment pro ozubené kolo a hřeben. K výpočtu použiju software Autodesk Inventor Professional 2019 a jeho modul pro výpočet ozubených kol. Vzhledem k malému modulu ozubení volím materiál kola i hřebenu legovanou cementační ocel pro výrobu drobných ozubených kol EN 16MnCr5 (ČSN 14 220). Šířka společného záběru kola a hřebene je 13,5 mm. Za hřeben považuji ozubené kolo s počtem zubů 200.

Podle výpočtu v Autodesk Inventor Professional 2019 kolo i hřeben, při výpočtu podle normy ISO 6336:1996, vydrží při bezpečnosti v dotyku 1,1, krouticí moment $M_{Kk} = 56 \text{ Nm}$. A při bezpečnosti v dotyku 1,0 vydrží až 70 Nm.

Dalším článkem mechanismu je uložení hřebenu v deskách unašeče. Hřebeny jsou posuvně uchyceny v deskách a zajištěny dvojicí šroubů se závitem M6. Pro zjištění, jaký krouticí moment v hřídeli spoj udrží, bude rozhodující třecí síla mezi hřebem a deskou unašeče. Nejdříve určím maximální osovou sílu v šroubu. Její velikost převezmu z tabulky doporučených utahovacích momentů pro šrouby ve strojnických tabulkách [13]. Pro šroub M6 pevnostní třídy 8.8 je uvedena osová síla $F_{o\dot{s}h} = 8\,302 \text{ N}$, vzniklá při utahování momentem 9,7 Nm. Redukované napětí v šroubu při utahování dosahuje hodnoty 85% meze kluzu šroubu. Výpočet velikosti výsledného momentu na hřídeli, který udrží zajištění hřebenu při součiniteli tření $f_h = 0,1$, je v rovnici (62).

$$M_{Kh} = \frac{x_{\dot{s}h} \cdot F_{o\dot{s}h} \cdot f_h \cdot z_{kv} \cdot m_{kv}}{2} = \frac{2 \cdot 8\,302 \cdot 0,1 \cdot 29 \cdot 1,25}{2} = 30\,094 \text{ Nmm} \quad (62)$$

Kolo s hřídelí bude spojoval pero. Přes něj tedy také musí jít krouticí moment. Pro spoj je použito těsné pero s označením PERO 4x4x10 ČSN 02 2507, o rozměru 4x4 mm a délce 10 mm. Pero je namáháno jednak na otláčení a dovolená hodnota tlaku pro posuvný

náboj je $p_{dp} = 80 \text{ Mpa}$. Při překročení této hodnoty však spoj dále drží, ale pero se otláčí. K destrukci dojde až při stříhu pera. Pera jsou vyrobena z oceli ČSN 11 600, se střední mezí pevnosti $R_{mp} = 600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Mez pevnosti ve stříhu vypočtu podle teorie HMM. Výpočet krouticího momentu pro dosažení dovoleného stykového tlaku M_{kop} je v rovnici (63) a momentu nutného pro stříh pera M_{ksp} v rovnici (64). Průměr hřídele pod ozubeným kolem je $d_{hp} = 20 \text{ mm}$. [13][16]

$$M_{kop} = \frac{(l_{ps} - b_{ps}) \cdot b_{ps} \cdot d_{hp} \cdot p_{dp}}{4} = \frac{(10 - 4) \cdot 4 \cdot 20 \cdot 80}{4} = 9\,600 \text{ Nmm} \quad (63)$$

$$M_{ksp} = \frac{R_{mp}}{\sqrt{3}} \cdot \frac{d_{hp} \cdot b_{ps} \cdot \left(l_{ps} - b_{ps} + \frac{b_{sp} \cdot \pi}{4} \right)}{2} \quad (64)$$

$$M_{ksp} = \frac{600}{\sqrt{3}} \cdot \frac{20 \cdot 4 \cdot \left(10 - 4 + \frac{4 \cdot \pi}{4} \right)}{2} = 126\,670 \text{ Nmm}$$

Poslední součástí, která musí odolávat krouticímu momentu, je samotná hřídel. Výpočet přenositelného momentu M_{Kd} , když by hřídel nebyla zatížena žádnou jinou silou, je ve vzorci (66). Je to moment, při kterém se hřídel pod ozubeným kolem dostane na mez únavy v krutu materiálu, ze kterého bude vyrobena (ocel E355). Výsledný moment by ale pro trvalý život bylo nutné ještě nejméně dvakrát snížit s ohledem na vruby, velikost a povrch. S mezí únavy počítám z důvodu, že při nepřesné výrobě třecích kol bude během jedné otáčky docházet k vyrovnávání satelitu v jednom a hned ve druhém směru. Hřídel tak bude střídavě namáhaná na krut v jednom a druhém směru. Modul průřezu v krutu hřídele v místě s perem je stanoven podle vzorce (65)

$$W_{kh} \approx \frac{\pi \cdot d_{hp}^3}{16} - \frac{b_{ps} \cdot t_p \cdot (d_{ps} - t_p)^2}{2 \cdot d_{ps}} = \frac{\pi \cdot 20^3}{16} - \frac{4 \cdot 2,4 \cdot (20 - 2,4)^2}{2 \cdot 20} = 1\,496 \text{ mm}^3 \quad (65)$$

$$M_{Kd} = W_{kh} \cdot \tau_{ckh} = 1\,496 \cdot 170 = 254\,320 \text{ Nmm} \quad (66)$$

Z výpočtů vyplývá, že nejslabším článkem mechanismu zabraňujícím zkřížení satelitů je pero a jeho dovolený stykový tlak, k překročení dovolené hodnoty dojde již při zatížení rovnající se 13,5 % maximálního nevyvážení. Pero se otláčí, ale mechanismus bude stále fungovat. K nefunkčnosti a nutné opravě dojde až při dosažení vyrovnávacího momentu, většího, než který je schopné udržet zajištění ozubených hřebenů v deskách unašeče. Tato hodnota odpovídá už 42,8 % maximálního nevyvážení. Oprava by pak spočívala pouze v novém nastavení správných pozic ozubených hřebenů.

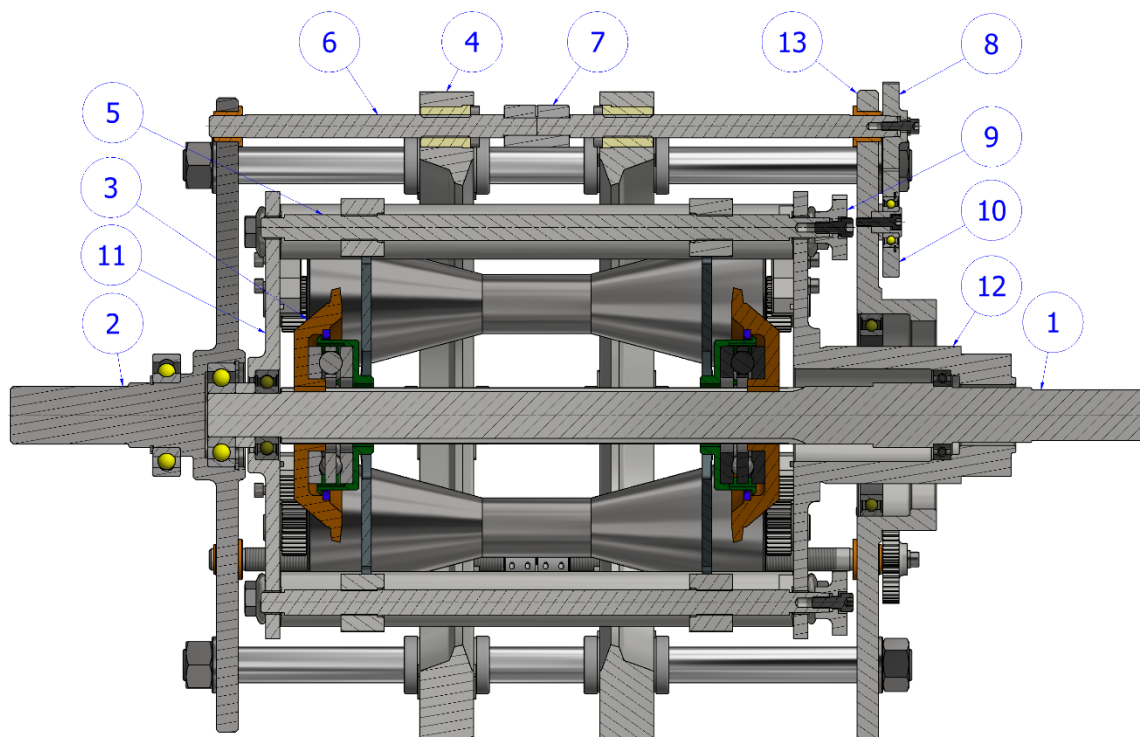
Já však s ohledem na skutečnost, že jsou satelity a dvojice korunových a planetových kol axiálně nezávisle na sobě posuvné (plovoucí) nepředpokládám, že by k nerovnoměrnosti větší než 5 až 10 % maximální nerovnoměrnosti doházelo. A takto navržený mechanismus vyrovnávání satelitu může být použitý.

5. Ovládání převodového poměru

Mechanismus ovládání převodového poměru je podsestava variátoru, která se stará o synchronní pohyb planetových a korunových třecích kol a také o vytvoření a udržení předpínací síly. V patentové verzi se jednalo o mechanismus hydraulický, tvořený mnoha hydraulickými válci. Výhodou byla konstrukce, která nebyla prostorově náročná, ale mechanismu potřeboval ještě vnější zdroj tlaku. Další nevýhodou byl nárůst tlaku oleje ve válcích ovládání korunových kol vlivem odstředivých sil. Požadavkem na námi navrhovaný variátor tak bylo mechanické ovládání. V původní návrhu na Obr. 13: *Původní skica planetového spojitého převodu* na straně 16, se o synchronizaci otáčení pohybových šroubů stará čtveřice spolu zabírajících kol se šikmým ozubením. Zásadní nedostatek v ovládání převodového poměru nebyl v této čtveřici kol, ale v převedení pohybu šroubů na pohyb třecích kol.

Z tohoto důvodu bylo celé ovládání přepracované, jak je popsáno v kapitole 3.8 *Nová konstrukce ovládání změny převodového poměru variátoru*. Princip pohybu planetovými koly zůstal ve své podstatě zachován, pohybové šrouby jsou v kluzných ložiscích uloženy v deskách stojícího unašeče satelitu, a na koncích jsou opatřeny ozubenými koly.

Ale ovládání korunových kol se kompletně změnilo. Původně byly šrouby také uloženy v ložiscích, v deskách zastaveného unašeče s koly, spojeny pomocí otočných čepů. A právě v čepích byla vada celého mechanismu. V novém provedení ovládání korun pohybové šrouby zabírají přes matice, které jsou pevně spojeny s prstencem korunových kol, a šrouby jsou uloženy v kluzných pouzdrech v kleci korunových kol. To znamená, že osy šroubů už nestojí na jednom místě, ale rotují spolu s korunovými koly (výstupní hřídelí).



Obr. 31: Náhled na umístění ovládacích šroubů třecích kol

Na Obr. 31 je ukázáno, jak jsou pohybové šrouby uloženy ve variátoru. Pozice (1) je vstupní hřídel spojená s planetovými koly (3), ty jsou ovládané pohybovým šroubem (5) uloženým v deskách zastaveného unašeče satelitu (11) a (12). Oproti tomu pohybové šrouby ovládání korunových kol (6) jsou uloženy v maticích přímo v korunových kolech (4) a v kleci korunových kol (2) a (13). Rotují tak spolu s korunovými koly. Šrouby korunových kol jsou dělené a spojené svěrnou spojkou (7). K otáčení pohybových šroubů slouží ozubená kola (8) a (9) kolo (10) je kolo převáděcí a slouží k posunutí záběru blíže ke středu.

Z důvodu, že pohybové šrouby rotují s korunovými koly, nejde je ovládat tak jednoduše jako v původní verzi. Další komplikací je pravá deska klece korunových kol (13). Ta sice umožňuje uložení klece v ložisku, s průměrem, které je schopné vydržet požadované otáčky, ale deska zároveň překáží přímému vyvedení ovládání pohybových šroubů planetových kol.

Hlavní požadavky na řízení převodového poměru jsou: jednoduché ovládání převodového poměru pomocí jednoho servomotoru, možnost nastavení předepjetí variátoru a změna předepjetí v závislosti na převodovém poměru. Neméně důležitým požadavkem je také malé nebo žádné snížení účinnosti variátoru. Dále požadují, aby se motor změny převodového poměru točil pouze při změně převodového poměru a otáčky korunových kol tak neměly vliv na otáčky pohybových šroubů korunových kol. Převodový poměr by tak mohl být v nouzovém režimu měněn i ručně, v řízení by nedocházelo k opotřebením a ztrátám při ustáleném převodovém poměru a výstupní hřídel by nemusela být osazena snímačem otáček. Z těchto důvodů jsem se rozhodl použít planetový diferenciál a několik převodů.

5.1. Planetové diferenciály

Je to zařízení sloužící k dělení nebo slučování toku výkonů. Na rozdíl od planetové převodovky není ani jedna ze tří částí planetové převodovky (planetové kolo, korunové kolo, unašeč satelitu) pevně zastavena, ale každá část je připojena k jiné větvi toku výkonu. Planetové diferenciály jde sériově skládat nebo vytvořit komplikovanější jednoduchý planetový převod a výkon dělit nebo slučovat z více nebo do více větví.

U automobilů se používají například jako mezinápravový diferenciál, kdy je třeba na přední a zadní nápravu dělit výkon v poměru 40-60. Nově se začínají používat u hybridních aut, kdy je k jedné větvi připojen spalovací motor, ke druhé elektromotor a třetí je spojená přes stálý převod s koly. Při tomto zapojení se jedná v podstatě o IVT převodovku. Pokud běží spalovací motor, tak při rozjezdu teče převážná část výkonu ze spalovacího motoru na elektromotor a dobíjí se baterie. V průběhu zrychlování se tok výkonu postupně mění a čím dál tím více výkonu teče na kola. Naopak, když je spalovací motor zastavený, o pohon se stará čistě elektromotor a z diferenciálu se stává klasická planetová převodovka s jedním zastaveným členem. Pokud je třeba většího výkonu, mohou naskočit oba motory. Výkon slučovaný diferenciálem je přiváděn na kola.

5.2. Výpočet převodového poměru planetových převodovek

Při výpočtu planetových jednoduchých planetových převodovek se využívá několik vztahů. Hlavním parametrem planetové převodovky je základní převodový poměr i_{pk}^r . Je to jediný převodový poměr, který se nechá přímo spočítat. Jedná se o převodový poměr z planetového kola na korunové kolo při zastaveném unašeči satelitů. Převodovka se pak chová jako převodovka s pevnými osami a převodový poměr je dán pouze poměrem průměru korunového a planetového kola. Index p znamená planetové kolo, k korunové kolo a index r unašeč satelitů. Důležité je také umístění indexů. Spodní pozice znamená, odkud kam je převodový poměr. V tomto případě z planety na korunu. Horní pozice indexu znamená zastavenou část. Jelikož záběr planetového kola a satelitu je vnější, mění se smysl otáčení. Ve vzorci pro výpočet převodového poměru je tak exponent n_z , označující počet vnějších záběrů. Výsledný vztah pro výpočet převodového poměru pomocí počtu zubů je ve vzorci (67), kde z_p je počet zubů planetového kola a z_k je počet zubů korunového kola.

$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot (-1)^{n_z} \quad (67)$$

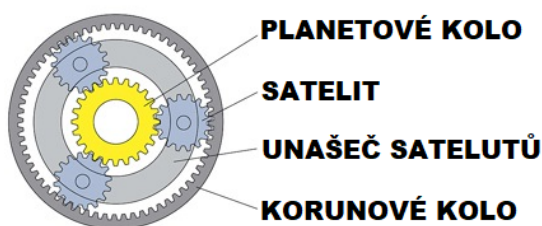
Pokud je třeba spočítat převodový poměr z jakéhokoliv členu na jiný, používá se Willisova formule a vzorec pro obrácený převodový poměr. Jsou to rovnice, jejichž postupným dosazováním je možné spočítat převodový poměr z jakékoliv části na jinou. První rovnice (68) umožňuje spočítat poměr v opačném směru. V tomto případě se jedná o převodový poměr z korunového kola na planetové, při zastaveném unašeči.

$$i_{kp}^r = \frac{1}{i_{pk}^r} \quad (68)$$

Druhá je Willisova formule, vzorec (69), pomocí které je možné spočítat převodový poměr při jiném zastaveném členu.

$$\text{Obecný tvar: } i_{xy}^z = 1 - i_{xz}^y \quad i_{pr}^k = 1 - i_{pk}^r \quad (69)$$

Tímto vzorcem se spočítá převodový poměr z planetového kola na unašeč satelitů, při zastaveném korunovém kole. Pomocí těchto dvou vzorců je možné spočítat i ostatní převodové poměry. Posledním převodovým poměrem je převodový poměr 1, ten nastává, pokud spojíme jakékoliv dvě části převodovky. Potom se všechny části otáčejí stejně rychle a nejedná se tedy o převod.



Obr. 32: Části planetové převodovky – upraveno z [16]

Aby bylo možné planetovou převodovku smontovat, existují podmínky smontovatelnosti. Vzorec (70) je podmínka smontovatelnosti jednouchého převodu, složeného z jednoduchých kol satelitů, pro rovnoměrné rozložení satelitu po obvodu.

$$C_p = \frac{z_k + z_p}{p_s} \quad (70)$$

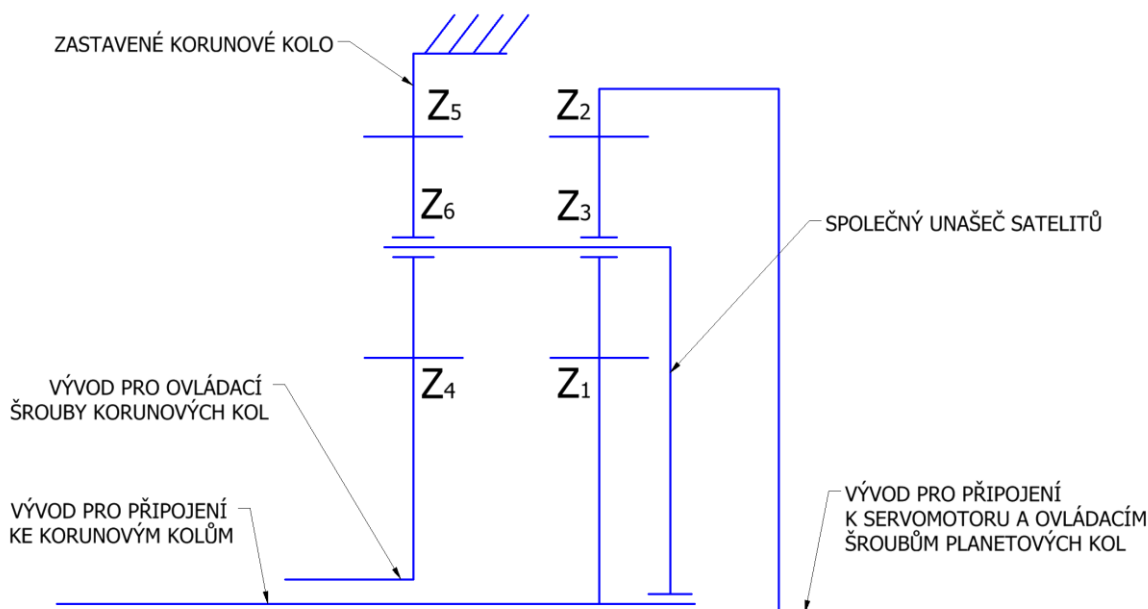
Číslo C_p musí pro splnění podmínky vyjít celé. Číslo p_s je počet rovnoměrně rozložených satelitů. Rovnoměrné rozložení znamená, že například při použití tří satelitů jsou satelity na unašeči rozmístěny po 120° .

5.3. Požadované parametry ovládání převodového poměru

Na ovládání převodového poměru jsou kladeny požadavky na převodové poměry. Prvním je požadavek na převodový poměr z pohybových šroubů planetových kol na pohybové šrouby kol korunových. Pro změnu přitlačné síly je nutné, aby se při zvyšování převodového poměru (planetová kola se posouvají směrem od sebe), matice pohybových šroubů pohybovaly rychleji než korunová kola, tím se pružná páka bude více deformovat a zvětší se přitlačná síla třecích kol. Obě sady třecích kol jsou ovládány trapézovými šrouby se stoupáním $p_s = 2 \text{ mm}$. K přesunu kol z nejmenšího převodového poměru k nejvyššímu je třeba překonat dráhu 97 mm. Mnou zvolený rozdíl deformace páky mezi i_{max} a i_{min} činí 2 mm. Uvažuji tedy, že šrouby ovládání planetových kol se mají otočit 50krát a šrouby korunových kol jen 49krát. Díky tomu vznikne deformace páky.

Problém s rotací pohybových šroubů korunových kol jsem se rozhodl vyřešit použitím planetového diferenciálu. Jedna z výkonových větví diferenciálu bude připojena přes převod k šroubům planetových kol a servomotoru, druhá bude ovládat šrouby korunových kol a třetí musí být připojena ke korunovým kolům, aby otáčení kol kompenzovala. Jelikož se jedná pouze o kinematický převod, budu dále počítat pouze s otáčkami, a ne s výkonem.

Pro kompenzaci otáčení korunových kol a pohybových šroubů musí být převodový poměr z korunových kol (desek klece korunových kol) na ovládací šrouby korunových kol rovný $i_{kšk} = 1$ a zároveň převodový poměr z korunových kol na servomotor a ovládací šrouby planetových kol $i_{kšp} = 0$. Splnění těchto dvou požadavků není možné použitím pouze jednoho planetového stupně, protože pro dosažení převodu 1 je převod spojen a proto i druhý převod je rovný 1 a ne 0, jak požadují. Řešením je použít dvojici sériově spojených planetových převodů. Převody mohou být spojeny různými způsoby. Já se je rozhodl spojit tak, že mají společný unašeč satelitu. Tím, že jsou použity dva takto spojené převody, má diferenciál celkem 4 volné konce, z nichž jen tři jsou připojené a čtvrtý je tak pro správný chod diferenciálu nutné spojit se skříní. Schéma diferenciálu s označením počtu zubů jednotlivých kol je na Obr. 33: Schéma pro výpočet požadovaného počtu zubů planetového diferenciálu. Toto schéma bude sloužit k určení počtu zubů pro dosažení požadovaných převodových poměrů a ověření podmínky smontovatelnosti diferenciálu.



Obr. 33: Schéma pro výpočet požadovaného počtu zubů planetového diferenciálu

Na Obr. 33: Schéma pro výpočet požadovaného počtu zubů planetového diferenciálu je zobrazeno schéma planetového diferenciálu s označením jednotlivých větví toku výkonu a počty zubů jednotlivých kol Z_1 až Z_6 . Teď tedy odvodím rovnice pro výpočet požadovaných převodových poměrů. Pro výpočet převodového poměru, korunová kola – ovládací šrouby korunových kol, $i_{kšk}$ jsem odvodil rovnici (71) a z ní plynoucí podmínku pro požadavek $i_{kšk} = 1$.

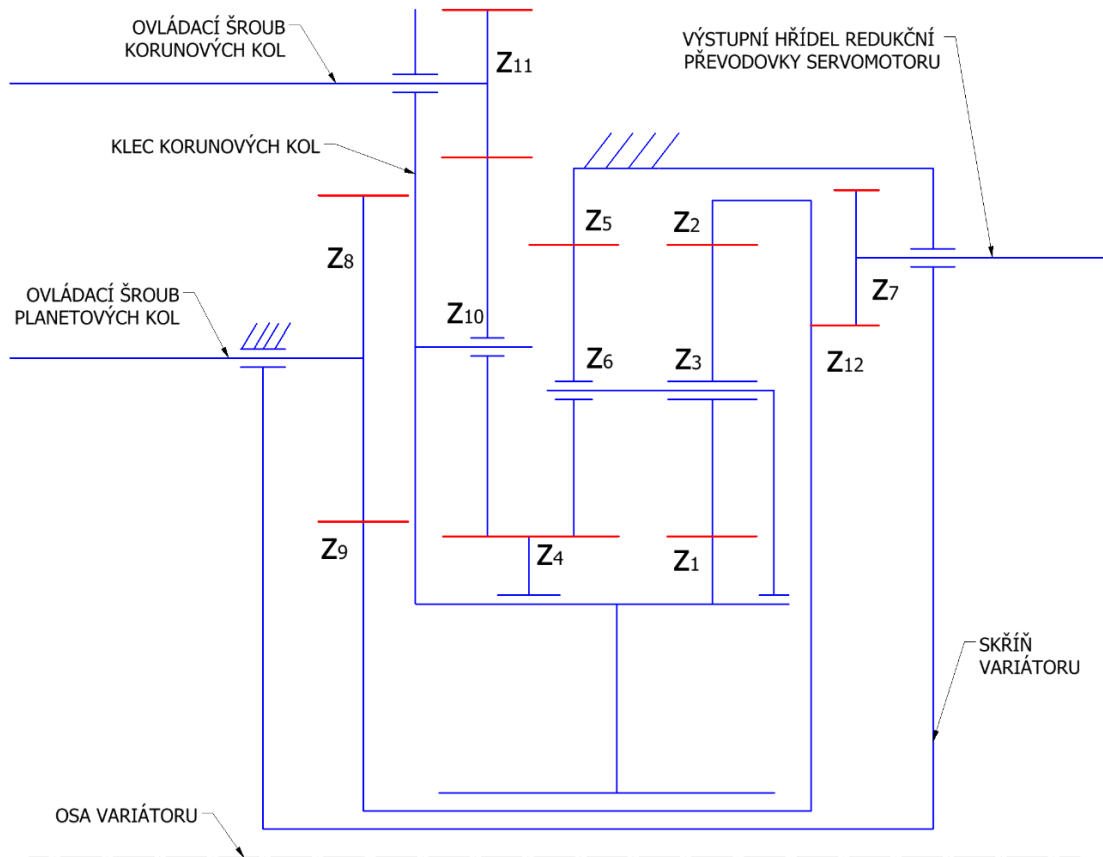
$$i_{kšk} = \left(1 - \frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(\frac{1}{1 - \frac{Z_5}{Z_4}}\right) = \frac{1 - \frac{Z_2}{Z_1}}{1 - \frac{Z_5}{Z_4}} = 1 \Rightarrow \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{Z_5}{Z_4} \quad (71)$$

Druhá podmínka $i_{kšp} = 0$ je duplicitní k první, takže počty zubů, které vyhoví podmínce $i_{kšk} = 1$ vyhoví i podmínce $i_{kšp} = 0$. Z podmínek tak vyplývá, že základní převod prvního a druhého stupně musí být shodný. To dává teoreticky nekonečně mnoho řešení. Nejjednodušší diferenciál ale bude, pokud budou počty zubů planetových kol stejné $Z_1 = Z_4$ a zároveň tak budou shodné i počty zubů korunových kol $Z_2 = Z_5$. Tím dosáhnou i toho, že osy satelitů jednoho a druhého převodu můžou být shodné.

5.4. Odvození rovnic pro výpočet převodových poměru a volba počtu zubů kol ovládání

Nyní, když jsem navrhl mechanismus schopný kompenzovat rotaci ovládacích šroubů korunových kol, musím odvodit rovnice pro výpočet celkového převodového poměru z ovládacích šroubů planetových kol na ovládací šrouby kol korunových. Pro pozdější návrh výkonu servomotoru budu potřebovat i dílčí převodový poměr, například z šroubů planetových kol na výstupní hřídel redukční převodovky motoru. Celý mechanismus

ovládání s označením počtu zubů jednotlivých kol Z_1 až Z_{12} je na Obr. 34: Schéma ovládání převodového poměru variátoru. Červeně je označeno ozubení jednotlivých kol a čísla ozubených kol odpovídají indexu počtu zubů.



Obr. 34: Schéma ovládání převodového poměru variátoru

Výsledný převodový poměr $i_{8;11}$ ze šroubů ovládání planetových kol na šrouby korunových kol, podle skici z kola č.8 na kolo č.11, je dán několika sériově řazenými převody. Pro pozdější využití jsem se ho rozhodl rozdělit na převodový poměr $i_{8;2}$ z kola č.8 na kolo č.2, rovnice (72) a převodový poměr $i_{2;11}$ z kola č.2 na kolo č.11, rovnice (73). Tato rovnice je odvozena pro zastavená korunová kola.

$$i_{8;2} = -\left(\frac{Z_9}{Z_8}\right) \quad (72)$$

$$i_{2;11} = \left(1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right) \left(\frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4}}\right) \cdot \frac{Z_{11}}{Z_4} \quad (73)$$

Výsledný převodový poměr $i_{8;11}$ je pak pouze součinem $i_{8;2}$ a $i_{2;11}$. Požadavek je, aby se tento převodový poměr blížil číslu 1,0204, při němž 50-ti otáčkám ovládacího šroubu planetových kol odpovídá 49 otáček kol šroubů korunových kol. K této hodnotě jsem se nakonec přibližoval vhodnou volbou počtu zubů jednotlivých kol. Počty zubů některých kol

byly omezeny například nutností dát pod kolo ložisko daného průměru, podmínkou smontovatelnosti planetového diferenciálu, anebo danou osovou vzdáleností kol. Pro jednodušší výrobu mají všechna kola stejný modul ozubení $m_r = 1,25 \text{ mm}$, stejný jako mají kola vyrovnávání satelitu, a jsou nekorigovaná. Výsledné počty zubů jednotlivých kol jsou shrnuty v Tab. 4: Počty zubů kol ovládání.

Tab. 4: Počty zubů kol ovládání

Kolo č.	Poč. zubů		Kolo č.	Poč. zubů		Kolo č.	Poč. zubů
1	155		5	235		9	174
2	235		6			10	59
3			7	29		11	47
4	155		8	34		12	188

V tabulce chybí počet zubů satelitových kol planetového diferenciálu, jelikož mají planetová a korunová kola obou převodů diferenciálu stejný počet zubů, jsou shodné i satelity. Počet zubů satelitů je možné spočítat z rovnice (74).

$$Z_3 = Z_6 = \frac{Z_2 - Z_1}{2} = \frac{235 - 155}{2} = 40 \text{ zubů} \quad (74)$$

Nyní je ještě nutné ověřit podmínku smontovatelnosti rovnice (75). Z důvodu nejednodušší konstrukce jsem zvolil počet satelitů diferenciálu $p_s = 3$.

$$C_p = \frac{Z_2 + Z_1}{p_s} = \frac{235 + 155}{3} = 130 \quad (75)$$

Z rovnice (75) vyplývá, že číslo C_p je celé číslo a trojici satelitů je možné rovnoměrně rozmístit po 120° .

Aby zvětšování síly v průběhu změny převodového poměru probíhalo tak, jak si přejeme, je nutné ještě spočítat přesný převodový poměr $i_{8;11}$, který bude mít vliv na deformaci páky, a tím pádem na nárůst axiální přitlačné síly. Celkový převodový poměr $i_{8;11}$ jsem spočítal z rovnice (76), jenž je součinem rovnic (72) a (73).

$$i_{8;11} = -\left(\frac{Z_9}{Z_8}\right)\left(1 + \frac{Z_1}{Z_2}\right)\left(\frac{1}{1 + \frac{Z_5}{Z_4}}\right) \cdot \frac{Z_{11}}{Z_4} \quad (76)$$

$$i_{8;11} = -\left(\frac{174}{34}\right)\left(1 + \frac{155}{235}\right)\left(\frac{1}{1 + \frac{235}{155}}\right) \cdot \frac{47}{155} = -1,0235$$

Výsledný převodový poměr $i_{8;11}$ je oproti záměru záporný. Ve skutečnosti je to ve výsledku dobře, protože planetová a korunová kola se nepohybují spolu ale proti sobě. To znamená, že ovládací šrouby budou mít na jedné straně stejný smysl stoupání závitu. V modelu jsou na straně vstupní hřídele závity pravé a na straně u výstupní hřídele závity levé.

Na základě přesného převodového poměru ještě spočítám skutečný rozdíl v deformaci pružné páky (na Obr. 20 na straně 39 pozice (6)), který bude směrodatný pro její dimenzování. Rozdíl deformací páky Δ_p při změně převodového poměru z i_{max} na i_{min} , je dán rovnicí (77), kde Δl_a je rozdíl axiální polohy planetového kola pro i_{max} a i_{min} jehož hodnota je dána v Tab. 2: Výsledné hodnoty a parametry variátoru na straně 44.

$$\Delta_p = |\Delta l_a \cdot (1 - |i_{8;11}|)| = |97,08 \cdot (1 - |-1,0235|)| = 2,28 \text{ mm} \quad (77)$$

Pružná páka musí být nadimenzována tak, aby při deformaci o $\Delta_p = 2,28 \text{ mm}$ zvětšila axiální sílu na axiální ložisko planetového kola z původní $F_a = 3682,9 \text{ N}$ na hodnotu novou $F_a = 6843,5 \text{ N}$. Pevnostním výpočtem této páky se zabývá můj kolega Bc. Vít Řípa.

5.5. Výpočet krouticích momentů ovládacích šroubů

Pro dostatečné dimenzování svěrných spojů ozubených kol, ovládacích šroubů a dimenzování velikosti ovládacího servomotoru je třeba spočítat krouticí momenty nutné k otáčení pohybovými šrouby při maximálním zatížení. Maximální zatížení je při maximálním převodovém poměru variátoru i_{max} . Požadovaná axiální síla na jedno kolo je $F_a = 6843,5 \text{ N}$. Tato síla se v případě ovládacích šroubů planetového kola rozdělí na polovinu z toho důvodu, že ovládání planetového kola obsahuje dva pohybové šrouby. To je však síla pouze na jednu matici, stejná síla bude působit i na matici druhou a výsledný moment na ozubeném kole tak musí být dvojnásobný. Ovládání planetových kol se skládá ze dvou šroubů s lichoběžníkovým závitem Tr18 x 2. Ovládání korun je osazeno třemi šrouby Tr16 x 2. Výsledný moment bude také záležet na součiniteli smykového tření mezi maticí a šroubem. Já volím součinitel tření $f_s = 0,12$. Tato hodnota, vzhledem k tomu, že bude šroub mazán a matice vyrobena z bronzu, odpovídá udávané hodnotě v tabulkách [17] pro použití za klidu. Při pohybu součinitel tření výrazně poklesne.

Pro přehlednost zde uvedu pouze výpočet krouticího momentu na ovládacím šroubu planetových kol, při zvyšování převodového poměru. Obdobně pak bude vypadat i výpočet ovládacího šroubu korunových kol. Pro výpočet momentu na šroubu je nutné nejprve určit úhel stoupání šroubovice γ_p , k tomu je nutné znát stoupání šroubu p_s a střední průměr závitu, který je pro šroub Tr18 x 2, $d_{2sp} = 17 \text{ mm}$. Výpočet úhlu stoupání je v rovnici (78).

$$\tan \gamma_p = \frac{p_s}{\pi \cdot d_{2sp}} = \frac{2}{\pi \cdot 17} = 0.03745 \Rightarrow \gamma_p = 2,145^\circ \quad (78)$$

Jako další je třeba určit třecí úhel $\varphi_{\text{ěp}}$. Ten závisí na součiniteli tření a na úhlu profilu šroubovice, pro lichoběžníkové závity platí $\beta_p = 15^\circ$. Výsledný vztah je v rovnici (79).

$$\tan \varphi_{\text{ěp}} = \frac{f_s}{\cos(\arctan(\tan(\beta_p) \cdot \cos(\gamma_p)))}$$

$$\tan \varphi_{\text{ěp}} = \frac{0,12}{\cos(\arctan(\tan(15) \cdot \cos(2,145)))} \quad (79)$$

$$\tan \varphi_{\text{ěp}} = 0.1242 \Rightarrow \varphi_{\text{ěp}} = 7.0814^\circ$$

Z výsledků mimo jiné vyplývá, že třecí úhel $\varphi_{\text{ěp}}$ je větší než úhel stoupání γ_p a závit je tak samosvorný. Při znalosti těchto dvou úhlů spočítám účinnost pohybového šroubu $\eta_{\text{šp}}$ z rovnice (80).

$$\eta_{\text{šp}} = \frac{\tan \gamma_p}{\tan(\gamma_p + \varphi_{\text{ěp}})} = \frac{\tan 2,145}{\tan(2,145 + 7,0814)} = 0.2305 \quad (80)$$

Pomocí účinnosti pohybového šroubu je možné spočítat krouticí moment $M_{K\text{šp}}$, který je třeba pro otočení šroubu, na který působí zátěžná síla. Výpočet tohoto momentu je v rovnici (81). V rovnici jsou použity i následující veličiny. F_a je axiální síla na planetové kolo, $x_{\text{šp}}$ počet šroubů pro ovládání a x_m je počet matic na šroubu. K zatížení od předpětí je nutné ještě připočítat sílu $F_{td} = 343,2 \text{ N}$, kterou klade třecí síla v drážkování vstupního hřídele při posunu kol pod plným zatížením.

$$M_{K\text{šp}} = \frac{(F_a + F_{td}) \cdot x_m \cdot p_s}{x_{\text{šp}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot |\eta_{\text{šp}}|} = \frac{(6843,5 + 343,2) \cdot 2 \cdot 2}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot |0,2305|} = 9\,924 \text{ Nmm} \quad (81)$$

Jedním šroubem ovládání planetového kola je tak potřeba otáčet momentem 9,9 Nm. Při posuvu třecích kol směrem, jakým na šroub působí síla (při povolování), se výpočet provádí stejně, jen při výpočtu účinnosti se ve jmenovateli třecí úhel od úhlu stoupání odčítá.

Pro návrh velikosti servomotoru ovládání je nutné momenty z obou ovládacích šroubů planetových kol sečíst, výsledný moment vynásobit převodovým poměrem $i_{8;2}$ a vydělit účinností přenosu, abychom dostali moment na kole číslo 2, který se následně sečte s momentem ovládacích šroubů korunových kol, vynásobeným převrácenou hodnotou převodového poměru $i_{2;11}$. Výsledný požadovaný moment na kole č. 2 bude součtem momentů od obou sad ovládacích šroubů. Výsledky všech vypočtených hodnot pro ovládací šrouby planetových i korunových kol, pro zvyšování i snižování převodového poměru jsou shrnuty v Tab. 5: *Krouticí momenty v ovládacích šroubech*.

Tab. 5: Krouticí momenty v ovládacích šroubech

Veličina	Značka	Jednotka	Hodnoty			
			Zvyšování převodu		Snižování převodu	
			Planeta	Koruna	Planeta	Koruna
Střední průměr šroubu	$d_{2sp}, d_{2šk}$	[mm]	17	15	17	15
Stoupání šroubu	$pš$	[mm]	2	2	2	2
Souč. trení mezi maticí a šroubem	$fš$	[-]	0.12	0.12	0.12	0.12
Úhel profilu beta	$\beta š$	[°]	15	15	15	15
Síla na kola	F_a	[N]	6 843	6 843	6 843	6 843
Třecí síla v drážkování	F_{td}	[N]	343	0	- 343	0
Zatěžovací síla šroubu	$F_{š}$	[N]	7 186	2 267	6 500	6 843
Počet matic na šroubu	x_m	[Nmm]	2	2	2	2
Účinnost šroubu	$\eta_{šp}, \eta_{šk}$	[-]	0.230	-0.518	-0.430	0.252
Moment na šroubu	$M_{kšp}, M_{kšl}$	[Nmm]	9 962	2 788	2 404	5 755
Počet šroubů	$x_{šp}, x_{šk}$	[-]	2	3	2	3
Převod ze šroubu na řízení	$i_{8;2}, i_{11;2}$	[-]	5.118	0.200	5.118	0.200
Účinnost převodu	$\eta_{řp}, \eta_{řk}$	[-]	0.980	0.904	0.980	0.904
Moment na kole č. 2 řízení	M_{K2p}, M_{K2l}	[Nmm]	104 040	46 256	25 105	95 491
Moment na kole č. 2 řízení sečtený	M_{K2c}	[Nmm]	150 297		120 596	

Nyní je třeba spočítat maximální krouticí moment M_{Krp} , který bude potřeba na výstupu z redukční převodovky servomotoru. Největší moment je třeba při zvyšování převodového poměru variátoru. Velikost momentu M_{Krp} spočítám z rovnice (82).

$$M_{Krp} = \frac{M_{K2c}}{\eta_p} \cdot \frac{Z_7}{Z_{12}} = \frac{150\,297}{0.98} \cdot \frac{29}{188} = 23\,657 \text{ Nmm} \quad (82)$$

Vybraný typ a řada servomotoru je synchronní motor se jmenovitými otáčkami $n_{mř} = 3\,000 \text{ ot/min}$. Do těchto otáček umožňuje motor při stálé zátěži držet konstantní jmenovitý moment. Provoz servomotoru podle navrženého cyklu nebude stálý, ale pouze občasný. Velikost motoru tak navrhnu na základě jeho maximálního krouticího momentu, který motor dokáže krátkodobě vytvořit a následně motor zkontroluji na maximální výkon. Tím je udána maximální doba pro přetěžování motoru nad jmenovitý moment. Pro dostatečný moment je nutné ještě za motor připojit redukční planetovou převodovku. Převodový poměr této převodovky i_{rp} určím na základě předběžné volby času $t_{zp} = 9 \text{ s}$. To je čas pro změnu převodového poměru variátoru z i_{min} na i_{max} , v tomto čase musí korunová kola vykonat axiální posuv o délce $\Delta l_a = 97,08 \text{ mm}$. Abych se vyhnul snížení krouticího momentu motoru při zvyšování otáček nad otáčky jmenovité, budu počít jen s otáčkami motoru jmenovitými a ne maximálními.

Nejdříve určím potřebný počet otáček x_{nred} výstupní hřídele redukční převodovky servomotoru pro změnu převodového poměru variátoru z i_{min} na i_{max} , tento počet udává rovnice (83).

$$x_{nred} = i_{11;2} \cdot \frac{\Delta l_a}{p_s} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_7} = 0,2 \cdot \frac{97,08}{2} \cdot \frac{188}{29} = 62,93 \text{ ot} \quad (83)$$

Tento počet otáček je třeba, aby hřídel vykonala během času t_{zp} . Tak se znalostí otáček motoru předběžně určím převodový poměr redukční převodovky. Rovnice (84).

$$i_{rp}^* = \frac{n_{mř} \cdot t_{zp}}{60 \cdot x_{nred}} = \frac{3\,000 \cdot 9}{60 \cdot 62,93} = 7,15 \quad (84)$$

Vypočtený předběžný převodový poměr je ale nutné upravit s ohledem na převodový poměr vyráběných převodovek. Společnost APEX DYNAMICS vyrábí planetovou převodovku s převodovým poměrem $i_{rp} = 7$, který je nejbližší vypočtené hodnotě. Výsledný čas pro změnu převodového poměru se tak zkrátí na hodnotu $t_{zp} = 8,4 \text{ s}$.

Při známém převodovém poměru redukční převodovky a její přibližné účinnosti $\eta_{rp} = 0,97$, můžu spočítat požadovaný moment M_{Ksm} na servomotoru. Rovnice (85).

$$M_{Ksm} = \frac{M_{Krp}}{i_{rp} \cdot \eta_{rp}} = \frac{23\,657}{7 \cdot 0,97} = 3\,484 \text{ Nmm} \quad (85)$$

Na základě tohoto vypočteného krouticího momentu jsem se rozhodl použít motor se jmenovitým výkonem $P_{sm} = 400 \text{ W}$ a špičkovým krouticím momentem $M_{Ksmm} = 3\,810 \text{ Nmm}$. Nyní provedu kontrolu motoru pomocí hodnoty výkonu. Pro zjednodušení nebudu uvažovat změnu axiální síly a budu i nadále počítat s maximální silou, budu tak na straně bezpečnosti. Rovnice (86) udává potřebný výkon motoru P_{sm}^* pro daný pracovní cyklus variátoru, s délkou $t_c = 120 \text{ s}$ a počtem změn převodového poměru $x_z = 2$.

$$P_{sm}^* = \frac{M_{Krp} \cdot 2 \cdot \pi \cdot x_{nred} \cdot x_z}{\eta_{rp} \cdot t_c \cdot 1\,000} = \frac{23\,657 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 62,93 \cdot 2}{0,97 \cdot 120 \cdot 1\,000} = 160,7 \text{ W} \quad (86)$$

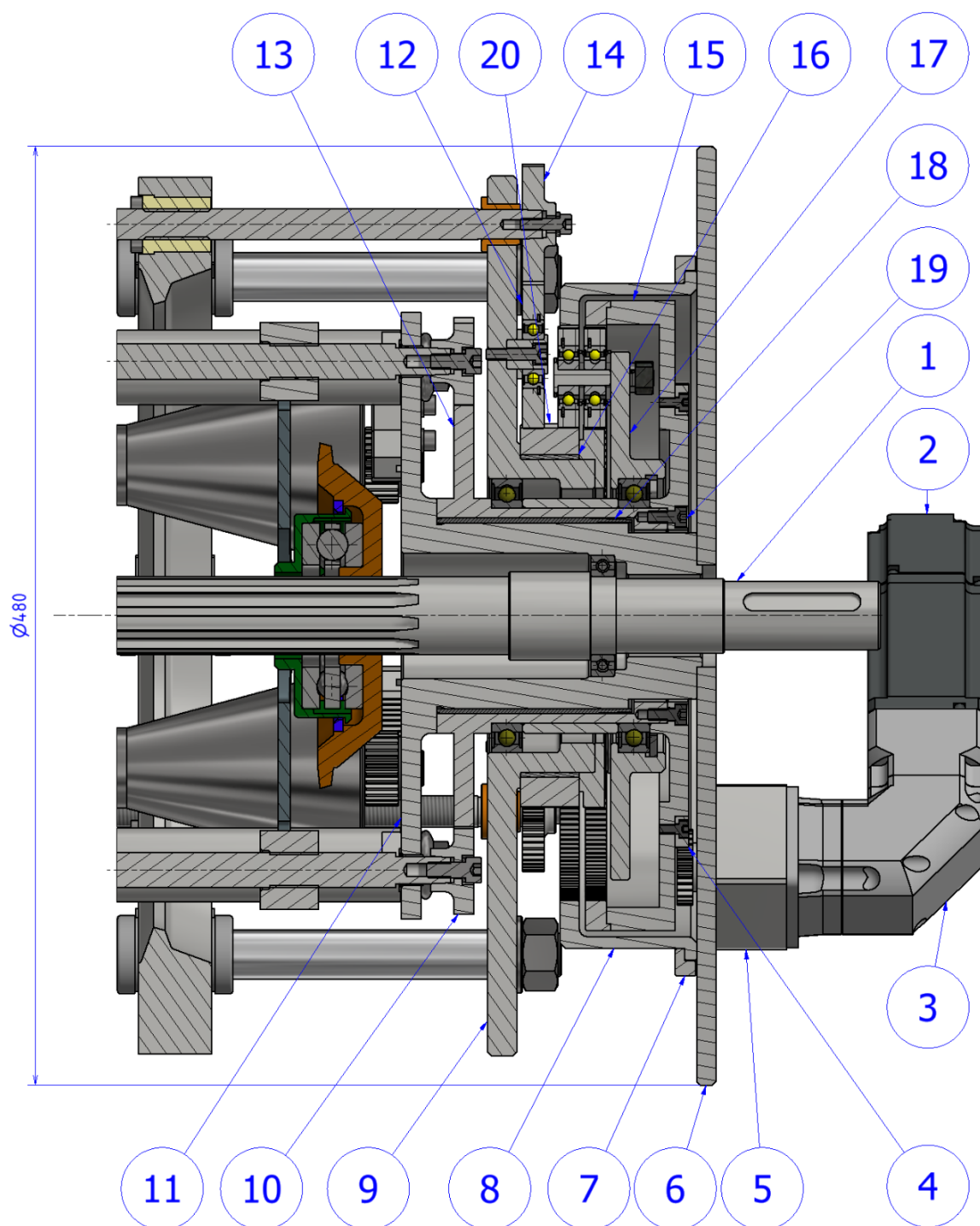
Požadovaný výkon motoru je nižší než jmenovitý výkon motoru a servomotor s výkonem 400 W je možné použít. Přesné označení mnou navrženého motoru a převodovky je v tabulce Tab. 6. Nakonec jsem zvolil úhlovou převodovku obsahující jeden planetový a jeden kuželový stupeň. Motor tak nebude vyčnívat příliš daleko od skříně variátoru. [18][19]

Tab. 6: Použitý motor a převodovka řízení [18][19]

Součást	Výrobce	Označení	Max. výstupní moment [Nm]	Max výstupní otáčky [ot/min]
Motor	HIWIN	FRLS4020506A	3,81	4 500
Převodovka	APEX DYNAMIC	AFR060-007-S2-P2	50	1 428

5.6. Konstrukce ovládání změny převodového poměru

Konstrukční schéma ovládání je na *Obr. 34: Schéma ovládání převodového poměru variátoru* na straně 62. Na *Obr. 35* je konstrukční uspořádání mechanismu ovládání, rozšířené o části dalších konstrukčních celků, ale vzhledem k množství použitých součástí není možné každou součást v obrázku označit pozicí, jsou tam tedy popásány pouze důležité části, kterými se budu ještě zabývat nebo které jsou důležité pro orientaci v mechanismu.



Obr. 35: Konstrukce mechanismu ovládání převodového poměru

Servomotor ovládání (2) je spojen s redukční převodovkou (3), připevněnou k víku variátoru (6) pomocí příruby (5). Ozubené kolo převodovky zabírá do ozubeného věnce (4), který je šroubovým polem spojený s unašečem (15) volného korunového kola diferenciálu. Ten je spojený s dutým hřídelem řízení (13) pomocí šroubového pole (19) a věncem korunového kola. Věncem netvoří s unašečem jeden kus z důvodu snazší výroby ozubení a možnosti na unašeč použít horší materiál. Dutý hřídel řízení (13) a planetové kolo diferenciálu (20) jsou uloženy pomocí kluzných pouzder (16) a (18), vyrobených z kompozitu PTFE. Kluzná pouzdra jsou použita díky svým malým rozměrům a zároveň velmi malým rychlostem a jen občasným otáčením. Pouzdra se otáčejí na svých hřídelích, jen pokud je zrovna měněn převodový poměr. Unašeč satelitů planetového diferenciálu (17) se však otáčí stále a je tak uložen na valivém kuličkovém ložisku. Satelitová kola diferenciálu a převáděcí kolo (12) jsou se svými ložisky spojeny pružnými kroužky, které se při montáži vloží do drážky v kole a pomocí přípravku roztáhnou tak, aby bylo možné vložit ložisko. Kroužek se po montáži stáhne do drážky na ložisku a ložisko tak axiálně zajistí. Reakční korunové kolo diferenciálu (8) je k víku variátoru (6) připevněno svěrně pomocí příruby (7), která stáhne korunové kolo na víko v požadované poloze. Převáděcí kola (12) jsou pomocí čepů a šroubů spojená s klecí korunových kol (9), ve které jsou uloženy i pohybové šrouby ovládání korunových kol, spojené s ozubenými koly ovládání (14) pomocí kuželového svěrného spoje, obdobně jako šrouby ovládání planetových kol s ozubenými koly (10). Celý mechanismus ovládání je otočný na reakční desce unašeče satelitů (11) variátoru a díky kluznému pouzdru (18) se může otáčet. Vstupní hřídel (1) pak prochází skrz reakční desku satelitu variátoru (11).

Sestava ovládání změny převodového poměru tvoří pouze část dílů vyobrazených na Obr. 35. Výkres této sestavy je vložen jako *Příloha B: výkres sestavy ovládání převodového poměru*. Části, které jsou vyobrazeny na Obr. 35 a nejsou na výkrese, jsou zařazeny do jiných podsestav variátoru, jako jsou skříň, výstupní hřídel, unašeč satelitů, vstupní hřídel, planetová kola a satelit.

5.7. Výpočet šroubového pole ovládání variátoru

Jedná se o šroubové pole (na Obr. 35, označené pozicí (19)) s osmi šrouby M6, určené ke spojení unašeče (na Obr. 35, označeného pozicí (17)) volného korunového kola planetového diferenciálu, s dutou hřídelí ovládání (na Obr. 35, označenou pozicí (13)). Na unašeč je přiváděn krouticí moment z redukční převodovky servomotoru a dále je distribuován jedním směrem do diferenciálu a druhým směrem přes toto šroubové pole na kola ovládacích šroubů planetových kol. Pole tedy přenáší maximální krouticí moment $M_{Kšr}$, jehož hodnota je dána momentem M_{K2p} na šroubech ovládání planetových kol, převodovým poměrem $i_{8;2}$ a počtem šroubů $x_{šp}$. Moment je vypočtený z rovnice (87).

$$M_{K2p} = \frac{M_{Kšp} \cdot x_{šp} \cdot i_{8;2}}{\eta_{\text{ř}}} = \frac{9\,962 \cdot 2 \cdot 5,118}{0,98} = 104\,052 \text{ Nmm} \quad (87)$$

Jelikož se jedná o kontrolní, a ne návrhový výpočet, budu určovat výslednou bezpečnost. Ta je dána poměrem momentu, který je pole schopné přenést a momentu, který na šroubové pole působí. Moment se z jedné součásti do druhé přenáší prostřednictvím třecí síly působící v kontaktu. Síla je vyvozena pomocí osmi šroubů M6 pevnostní třídy 8.8. Maximální osová síla při dotažení je dle tabulek $F_{o\dot{s}p} = 8\,302\text{ N}$ [13]. Součinitel tření mezi součástmi vyrobenými z oceli, vzhledem k olejové náplni ve variátoru, je jen $f_{\dot{s}p} = 0,1$ [13]. Počet šroubů pole je označený $x_{\dot{s}p}$. Střední průměr dotyku šroubového spoje $d_{s\dot{s}} = 99\text{ mm}$. Výpočet únosnosti pole je v rovnici (88).

$$M_{K\dot{s}pmax} = \frac{F_{o\dot{s}p} \cdot x_{\dot{s}p} \cdot f_{\dot{s}p} \cdot d_{s\dot{s}}}{2} = \frac{8\,302 \cdot 8 \cdot 0,1 \cdot 99}{2} = 328\,759\text{ Nmm} \quad (88)$$

Výslednou bezpečnost $k_{\dot{s}p}$ v přenosu krouticího momentu šroubovým polem spočítám z rovnice (89).

$$k_{\dot{s}p} = \frac{M_{K\dot{s}pmax}}{M_{K2p}} = \frac{328\,759}{104\,052} = 3,16 \quad (89)$$

Bezpečnost je větší než jedna a šroubové pole vyhovuje požadavkům na přenos krouticího momentu. V sestavě ovládání jsou i další šroubová pole, ale vzhledem k jejich většímu průměru je nebudu kontrolovat. Druhé nejvíce namáhané pole má stejný počet šroubů, ale o rozměru M5, moment je na něm o 50% větší, má však střední průměr 219 mm. A proto zde nehrozí riziko porušení.

Pro ověření dostatečného dimenzování ozubení, jsem pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional zkontrolovat nejzatíženější ozubené kolo ovládání. Jedná se o nejmenší kolo s největším přenášeným krouticím momentem, které je umístěné na výstupním hřídeli redukční převodovky servomotoru ovládání. Kolo bude jako ostatní kola řízení vyrobeno z cementační oceli 16MnCr5 (ČSN 14 220) cementováno, kaleno a popuštěno na HRC 58. Na kolo působí maximální moment 23,65 Nm. Při tomto momentu vychází bezpečnost v doteku kola 1,154 a v ohybu 1,741, počítáno pro životnost 20 000 h a stálý pohyb. Kolo tak odolá působícímu zatížení.

5.8. Vyvození přepínací síly ve variátoru

Vyvození požadovaného předpětí ve variátoru se může udělat dvěma způsoby. Jedním je ruční předepnutí při montáži variátoru a druhým je předepnutí pomocí servomotoru. Druhý způsob je možný díky svěrnému spojení reakčního korunového kola planetového diferenciálu (v Obr. 35 pozice (8)) s víkem skříně. Po smontování variátoru bez předpětí se povolí přitlačný věnec korunového kola a tím se vyřadí z činnosti diferenciál. Otočením motoru o definovaný počet otáček se pootočí šrouby ovládání planetových kol, a protože bude mít diferenciál volný reakční člen, tak nebude převádět otáčky na ovládací šrouby korunových kol – šrouby se nebudou točit, a tím pádem se variátor předepne. Po ukončení nastavování předepnutí variátoru se věnec korunového kola zpět utáhne a ovládání je plně funkční. Tímto způsobem je možné měnit předepnutí bez demontáže variátoru.

6. Závěr

Tento prototyp variátoru, jehož konstrukci jsem s Bc. Vítem Řípou navrhoval, má vyrábět společnost Wstec s.r.o., proto jsme s nimi konstrukci také konzultovali a některé díly upravovali tak, aby je firma byla schopná za použití vlastních strojů lépe vyrobit. Jedná se například o pravou desku unašeče satelitu, která byla původně svařenec, a nakonec je celá z jednoho obrobeného kusu.

Pro testování třecích kol se staví zkušební zařízení navržené Ing. Františkem Starým, na něm se budou testovat materiály třecích kol, trakční kapaliny a kontaktní tlaky, kterým jsou schopna kola odolávat. Na základě naměřených hodnot pak bude nastaven i kontaktní tlak ve variátoru. Pokud by se ukázalo, že materiály třecích kol jsou schopné odolávat větším kontaktním tlakům, než které jsem předpokládal a dělal pro ně výpočty, mohl by variátor přenášet větší výkony. Při přetěžování konstrukce variátoru je nejnáchylnější místo nejspíše šroubové pole, přenášející reakční moment z unašeče satelitů variátoru na víko skříně, které je nyní osazeno deseti lícovanými šrouby. Druhou součástí, která by nejspíše nezvládla velký nárůst kontaktních tlaků v záběrech třecích kol a z něho plynoucí větší předpínací sílu variátoru, je servomotor ovládání převodového poměru. Tento problém by měl však jednoduché řešení. Pokud by krouticí moment motoru nestačil k ovládání variátoru, vyměnila by se redukční převodovka přímo za servomotorem, za převodovku s větším převodovým poměrem.

Já jsem prováděl všechny výpočty variátoru pro maximální kontaktní tlak třecích kol, rovný 1 555 MPa. Při těchto kontaktních tlacích je variátor schopen v celém svém převodové rozsahu, od převodového poměru 0,8 do poměru 3,6, přenést výkon 37,52 kW, při vstupních otáčkách 1 450 ot/min. Ale při nárůstu dovolených kontaktních tlaků o jen 350 MPa na hodnotu 1 905 MPa už přenositelný výkon dosahuje 70,8 kW, tedy skoro dvojnásobné hodnoty. Tím se ale také skoro o polovinu zvětší předpínací síla variátoru. Přenositelný výkon s velikostí kontaktních tlaků neroste lineárně, ale předpínací síla ano.

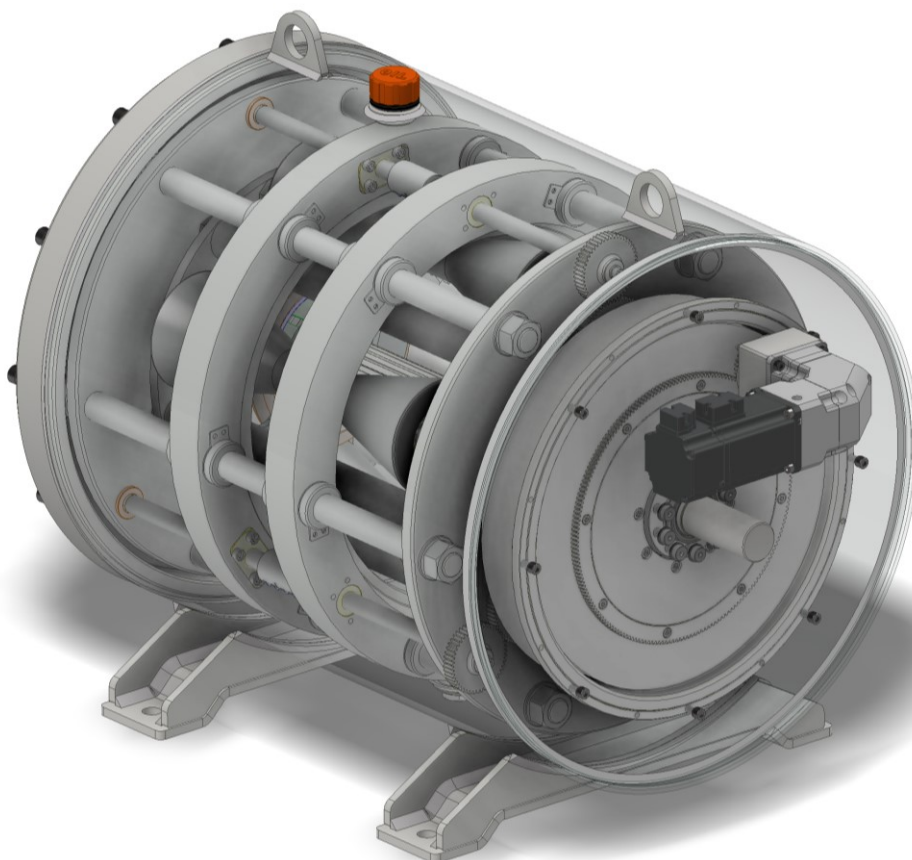
Pokud by se ukázalo, že materiál použitý na třecí kola a satelity nedokáže dlouhodobě snášet požadovaný kontaktní tlak, bylo by vhodné začít uvažovat o jiném materiálu. Jako dobrá volba se jeví použití ložiskových ocelí, např. oceli 100CrMo7-3. K těmto materiálům je ale složité sehnat jakékoliv informace o únavových a pevnostních vlastnostech. A tak vhodnost této volby usuzuji jen na základě stejného principu namáhání materiálu, tedy odvalování s vysokým kontaktním tlakem. Podle některých zdrojů se kontaktní tlaky v kuličkových ložiscích pohybují až u hranice 2 200 MPa. [17]

Výrazným zvýšením přenositelného momentu by se dosáhlo také použitím paralelních frikčních členů, jako jsou v patentové verzi. Konstrukce kol by se zásadně zkomplikovala, ale již při použití jedné dvojice paralelních členů na každém třecím kole se ztrojnásobí počet kontaktních ploch a tím pádem se také přibližně ztrojnásobí i maximální přenositelný výkon. Počítá se s tím, že při dobré funkci tohoto prototypu se přejde právě k použití paralelních frikčních členů.

Já jsem přenositelný výkon 37,52 kW počítal pro vstupní otáčky 1 450 ot/min. Ve skutečnosti jsem však nepočítal primárně výkon, ale přenositelný moment, a právě omezení variátoru je momentové. To znamená, pokud bychom se rozhodli pro pohon použít například jen dvoupólový elektromotor, tak přenositelný moment by zůstal zachován, ale přenositelný výkon by se zdvojnásobil. Otáčkové omezení variátoru je dané mezními otáčkami axiálního ložiska planetových kol, teoreticky by tedy bylo možné vstupní otáčky zvýšit až na hranici 3 600 ot/min. Výsledný přenositelný výkon by tak vzrostl až na 82,7 kW bez toho, aby se zvětšila předpínací síla.

Pokud bychom dokázali všechny tři faktory ovlivňující výkon dostat až na maximální hodnoty, to znamená kontaktní tlak 2 200 MPa, dvojice paralelních frikčních členů na každém třecím kole a vstupní otáčky 3 600 ot/min, pak by při teoreticky stejných rozměrech přenositelný výkon atakoval hranici 725 kW. Ale opravdu jen teoreticky, protože například výstupní krouticí moment by tak dosahoval hodnoty až 7 500 Nm, a to by rozhodně žádná část tohoto variátoru nevydržela.

Námi navržený spojitě měnitelný planetový převod by měl být schopný přenést výkon 37,52 kW při vstupních otáčkách 1 450 ot/min a rozsahu převodového poměru od 0,8 do 3,6. Tomu odpovídá vstupní moment 247 Nm a výstupní krouticí moment 197 až 891 Nm. Tyto hodnoty dosahuje variátor při průměru planetových kol 175 mm a průměru korunových kol 320 mm. Celkové vnější rozměry variátoru jsou výška 579 mm, šířka 492 mm a délka po konce výstupních hřídelů 842 mm. Hmotnost variátoru bez olejové náplně by se měla pohybovat okolo 304 kg. Na to jak je variátor velký a těžký, je tak hodnota přenositelného výkonu 37,52 kW poměrně malá. Jedná se ale pouze o prototyp.



Obr. 36: Celková sestava variátoru se zprůhledněnou skříňí

Seznam použité literatury

- [1] Quora: What is the difference between CVT and other automatic modes? [online]. [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-CVT-and-other-automatic-modes>
- [2] CVT (Continuously Variable Transmission) – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2019 [cit. 17.03.2019]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/cvt-continuously-variable-transmission/>
- [3] Getting the best from: Claas Lexion 580. Farm Machinery for Sale | Tractor | Sprayer | Combine Harvester [online]. Copyright © 2019 AgriBriefing Limited. All Rights Reserved. [cit. 17.03.2019]. Dostupné z: <https://www.lammaxchange.com/content.php?id=82>
- [4] Transmission Technic Opravy automatických převodovek. Transmission Technic Opravy automatických převodovek [online]. Dostupné z: <http://www.transmission-technic.cz/variator.html>
- [5] Multitronic – autolexicon.net. [online]. Copyright © 2019 [cit. 30.03.2019]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/multitronic/>
- [6] Řetěz variátorový VZ225 - Technické-součásti.cz | PK Technik cz s.r.o. Benešov. Technické a strojní součásti PK Technik cz s.r.o. | Technické-součásti.cz Benešov [online]. Copyright © [cit. 30.03.2019]. Dostupné z: <https://www.technicke-soucasti.cz/retezy/variatorove-retezy/retez-variatorovy-vz225.html>
- [7] ELUC. ELUC [online]. Copyright © 2011 Redakce Automotorevue, [cit. 30.03.2019]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1901>
- [8] File:Extroid CVT.jpg - Wikimedia Commons. [online]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Extroid_CVT.jpg
- [9] Fendt 900 Vario Series Tractor Parts Information, Price List. All Tractors Models Information Price, Review, Specs, Mileage [online]. Copyright © [cit. 31.03.2019]. Dostupné z: <https://tractorsinfo.com/fendt-900-vario-tractor-price-parts-specifications/>
- [10] HAMPL, Jasoň. Planetový spojitě měnitelný převod. Česká republika. CZ 305972 B6. Uděleno 20.4.2016.
- [11] Hertzian contact equations for elliptical, spherical and cylindrical contacts | About Tribology. Tribology [online]. Copyright © 2016 [cit. 05.05.2019]. Dostupné z: <https://www.tribonet.org/wiki/hertz-equations-for-elliptical-spherical-and-cylindrical-contacts/>
- [12] LOEWETHAL, Stuart a Douglas ROHN. Regression analysis of traction characteristic of two traction fluids [online]. 5.1983, , 14 [cit. 2019-05-05]. DOI: NASA TP-2154. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19830016591>

- [13] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.
- [14] GREENWOOD, J. Analysis of elliptical Herzian contact. *Tribology International* [online]. 1997, 1997, **30**(3), 3 [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/245369063_Analysis_of_Elliptical_Hertzian_Contacts
- [15] Soudečková ložiska - 22205 E. [online]. Copyright © Autorská práva [cit. 28.05.2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22205%20E&unit=metricUnit>
- [16] Korunní výstroj. "Redukční startér" automobilových motorů. Planetární převodovka v předních mostech a kolech. Спорт и велосипед [online]. Copyright © sportbu.ru 2018 [cit. 01.06.2019]. Dostupné z: <https://sportbu.ru/cs/crown-gear-reducing-starter-of-automobile-engines/>
- [17] NABHAN, A., M. NOUBY, A.M. SAMY a M.O. MOUSA. EGTRIB Journal: JOURNAL OF THE EGYPTIAN SOCIETY OF TRIBOLOGY [online]. 1.1.2015, 12(1), 49-61 [cit. 2019-06-02]. Dostupné z: https://www.academia.edu/25070023/Contact_Stress_Distribution_of_Deep_Groove_Ball_Bearing_Using_ABAQUS
- [18] HIWIN: Motion Control & Systems [online]. [cit. 2019-06-02]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/en/products/motors/servo-motors/119_sevo-motor-frls-400w
- [19] Úhlové planetové převodovky AFR. APEX DYNAMIC CZECH s.r.o. [online]. [cit. 2019-06-02]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/produkty/uhlova-planetova-prevodovka-afr/>

Seznam obrázků

Obr. 1: Schéma variátoru s párovými kuželovými koly [1]	8
Obr. 2: Tlačný variátorový řemen [2]	9
Obr. 3: Variátor s tažným klínovým řemenem (Claas Lexion - průměr cca 700mm) [3]	9
Obr. 4: Kuželový variátor s vloženým kolem [4]	10
Obr. 5: Kuželový variátor se 4 výstupními kuželky [4]	10
Obr. 6: Talířový variátor se dvěma talířovými koly [4]	11
Obr. 7: Řetězový variátor [5]	11
Obr. 8: Lamelový řetěz pro variátory [6]	11
Obr. 9: Princip funkce toroidního variátoru [7]	12
Obr. 10: Zdvojený toroidní variátor Nissan Extroid [8]	12
Obr. 11: IVT převodovka Fendt Vario pro výkon až 290 kW [9]	13
Obr. 12: Planetový převod z patentu (č. 305972) [10]	14
Obr. 13: Původní skica planetového spojitého převodu	16

Obr. 14: Náčrty tvaru stykových ploch	18
Obr. 15: Styk dvou elipsoidů s vyznačenými hlavními poloměry [11]	19
Obr. 16: Schéma pro odvození převodového poměru	20
Obr. 17: Graf závislosti maximálního součinitele tření [12]	21
Obr. 18: Graf závislosti poměrného prokluz na součiniteli tření [12]	22
Obr. 19: Porovnání délek satelitu pro vrcholové úhly 45° (nahore) a 10° (dole)	23
Obr. 20: Ovládání pohybu planetových kol	39
Obr. 21: Ovládání pohybu korunových kol	40
Obr. 22: Pohled na rozložení satelitů ve variátoru	41
Obr. 23: Silové působení na satelit	45
Obr. 24: Konstrukce satelitu	47
Obr. 25: Okrajové podmínky pro MKP satelitu	51
Obr. 26: Napětí Von Mises na satelitu	52
Obr. 27: Pole posuvů satelitu	52
Obr. 28: Deformace hřídele satelitu	53
Obr. 29: Napětí Von Mises na hřídeli satelitu	53
Obr. 30: Nevyvážený satelit	54
Obr. 31: Náhled na umístění ovládacích šroubů třecích kol	57
Obr. 32: Části planetové převodovky – upraveno z [16]	59
Obr. 33: Schéma pro výpočet požadovaného počtu zubů planetového diferenciálu	61
Obr. 34: Schéma ovládání převodového poměru variátoru	62
Obr. 35: Konstrukce mechanismu ovládání převodového poměru	68
Obr. 36: Celková sestava variátoru se zprůhledněnou skříní	72

Seznam tabulek

Tab. 1: Konstanty pro výpočet součinitele tření [11]	31
Tab. 2: Výsledné hodnoty a parametry variátoru	44
Tab. 3: Zatížení ložisek satelitu	46
Tab. 4: Počty zubů kol ovládání	63
Tab. 5: Krouticí momenty v ovládacích šroubech	66
Tab. 6: Použitý motor a převodovka řízení [18][19]	67

Seznam grafů

Graf 1: Rozklad normálové síly na axiální a radiální složku	24
Graf 2: Závislost poměrného skluzu na aktuálním součiniteli tření	33
Graf 3: Přenositelný výkon při maximálních kontaktních tlacích	35
Graf 4: Závislost maximální axiální síly na převodovém poměru	36
Graf 5: Přenositelný výkon při konstantní axiální síle	36
Graf 6: Přenositelný výkon pro různé průměry planetového kola	37
Graf 7: Přenositelný výkon při různých průbězích přitlačné síly	42
Graf 8: Přenositelný výkon pro nový převodový rozsah	42
Graf 9: Otáčkový provozní cyklus variátoru	43
Graf 10: Vzdálenost třecích kol v závislosti na převodovém poměru	49
Graf 11: Ohybové momenty satelitu v závislosti na převodovém poměru	50

Seznam příloh

- A Výkres sestavy satelitu variátoru
- B Výkres sestavy ovládání převodového poměru
- C Program pro výpočet přenositelného výkonu